

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování



Konstrukční návrh mazání kolesového rýpadla
Structural Design Lubrication Bucket Wheel
Excavator

Student:

Bc. Petr Samec

Vedoucí práce:

prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Chomutov 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Samec**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 10 Stroje pro těžbu a zpracování užitkových surovin
Téma: **Konstrukční návrh mazání kolesového rýpadla**
Structural Design Lubrication Bucket Wheel Excavator.

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše centrálních mazání velkostrojů.
- 2) Konstrukční řešení mazání.
- 3) Základní výpočet výkonu pohonné jednotky pro mazání kulové dráhy rýpadla.
- 4) Konstrukční návrh čerpadla mazání kulové dráhy.
- 5) Detailní výkres rotoru čerpadla.

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) BOLEK, A. a kol. *Části strojů 1. Svazek 6*. Vydání SNTL Praha. 1989, 707 s., ISBN 80-03-00426-7
- 2) ZAJAC, O.- BOROŠKA, J.- GONDEK, H. *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. Vydavateľ. ALFA, Bratislava. 1991. 428 s. ISBN-80-05-00713-2
- 3) ANTONIAK, J. *Przenosiaki taśmowe*. Vydavateľstvo politechniki slaskiej Gliwice. 2004, 388 s. ISBN 83-7335 – 266- X
- 4) ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- 5) ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně všech příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě 19. 5. 2014


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19. 5. 2014


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Petr Samec

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lesní 534
Kláštepec nad Ohří
431 51

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SAMEC, Petr. *Konstrukční návrh mazání kolesového rýpadla*. VŠB – TU Ostrava, 2014. 65 stran. Diplomová práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování.

Vedoucí práce: prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Diplomová práce pomocí rešerše a konstrukčního řešení mazání využívá příkladu kolesového rýpadla SchRS 1550 / 4×30 z povrchového hnědouhelného dolu DNT Tušimice prvního skrývkového řezu. Diplomová práce podrobně popisuje centrální mazací systémy, které se používají na téměř všech velkostrojích s přihlédnutím na používaná maziva a jejich rozdělení. V této práci byl proveden základní výpočet výkonu pohonné jednotky pro mazání kulové dráhy a konstrukční návrh čerpadla. Celá diplomová práce je vypracována na základě reálných měření a poznatků z praxe, na kterou byl kladen největší důraz.

Klíčová slova:

Centrální mazací systém, Progresivní rozdělovače, Hydraulický agregát, Kolesové rýpadlo, Mazaná místa, Oběhové mazání, Řídící jednotky PA – tronic

ANNOTATION THE DIPLOMA THESIS

SAMEC, Petr. *Structural Design Lubrication Bucket Wheel Excavator*. VŠB-TU Ostrava, 2014. 65 p. Thesis. VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Design. Supervisor: prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

The thesis through research and design solutions to lubrication uses the example of bucket wheel excavator SchRS 1550/4 × 30 from surface coal mine overburden DNT Tusimice first cut. This thesis describes in detail the central lubrication systems, which are used in almost all the large-scale with regard to use of lubricants and their distribution. In this work was performed the basic calculation engine power to lubricate ball tracks and the design of the pump. The whole thesis is developed based on real measurements of knowledge and practice which was placed the greatest emphasis.

KEY WORD:

Central Lubrication System, Progressive Distributor, Hydraulic Aggregate, Wheel Excavator, Lubricated Points, Circulating Lubrication, Controllers PA – tronic

Seznam nejdůležitějších značení

| označení | jednotka | popis |
|---------------|-----------------------------------|--------------------------------------------|
| C | $[m^3 Pa^{-1}]$ | kapacita |
| E, K | $[Pa]$ | objemový modul pružnosti |
| F_t | $[N]$ | smyková síla |
| | $[N]$ | třecí síla |
| G | $[Pa]$ | modul pružnosti ve smyku |
| H | $[kg \cdot m^{-4}]$ | odpor proti zrychlení |
| I | $[A]$ | elektrický proud |
| K | $[Pa \cdot s^n]$ | součinitel konzistence |
| L | $[m], [H]$ | délka, indukčnost |
| Q | $[m^3 \cdot s^{-1}]$ | průtok |
| R | $[N \cdot m^{-5} \cdot s]$ | odpor proti pohybu při laminárním proudění |
| | $[m]$ | poloměr potrubí |
| R_z | $[Pa]$ | tlaková ztráta |
| S | $[m^2]$ | plocha |
| U | $[V]$ | elektrické napětí |
| V | $[m^3]$ | objem |
| Y_n | $[J \cdot kg^{-1}]$ | měrná energie |
| a | $[m \cdot s^{-2}]$ | zrychlení |
| c_p | $[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ | měrná tepelná kapacita |
| k | $[m]$ | absolutní drsnost |
| l | $[m]$ | délka potrubí |
| m | $[kg]$ | hmotnost |
| n | $[s^{-1}]$ | otáčky |
| p | $[Pa]$ | tlak |
| p_s | $[Pa]$ | výstupní tlak |
| s | $[m]$ | dráha |
| t | $[s]$ | čas |
| v | $[m \cdot s^{-1}]$ | rychlost |
| α | $[^\circ]$ | úhel záběru |
| β | $[Pa^{-1}]$ | součinitel stlačitelnosti |
| λ | $[-]$ | součinitel tření |
| ε | $[-]$ | relativní drsnost |
| ω | $[rad \cdot s^{-1}]$ | úhlová rychlost |
| ρ | $[kg \cdot m^{-3}]$ | hustota |
| ϕ | $[mm]$ | značení průměru |

| | | |
|------------|------------------------------------|-----------------------------|
| η | [Pa.s-1] | dynamická viskozita |
| τ | [Pa] | smykové napětí |
| ν | [m ² .s ⁻¹] | - kinematická viskozita |
| ξ | [-] | součinitel místních ztrát |
| ΔF | [N.m ⁻¹] | měrné zatížení kulové dráhy |
| Δp | [Pa] | tlakový spád |
| ΔV | [m ³] | změna objemu |

Indexy

popis

| | |
|-----|--------------|
| e | ekvivalentní |
| g | geometrický |
| k | kroutící |
| m | mechanický |
| o | ohybový |
| p | polohový |
| rad | radiální |
| s | střední |
| t | tíhový |
| w | valivý |
| z | ztrátový |
| ž | žlab |

chemické značky

| | |
|----|-----------|
| Al | hliník |
| Ba | baryum |
| K | draslík |
| Li | lithium |
| Na | sodík |
| Pb | olovo |
| Sr | stroncium |
| Zn | zinek |

použité zkratky

| | |
|-----------------|-------------------------|
| CAD Inventor | konstrukční program |
| MS Office Excel | výpočtový program |
| MITCalc | výpočtový program |
| RESET | akce, signál |
| PA - tronic | řídící jednotka |
| CMS | centrální mazací systém |
| NGLI 1,2 | třídy plastických maziv |

Obsah

Seznam nejdůležitějších značení

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ÚVOD..... | 4 |
| Maziva a jejich vliv na provozní spolehlivost | 4 |
| Mazací služba a ošetření upotřeбенých maziv | 4 |
| Hodnocení maziv z hlediska použití | 5 |
| Mazání olejem..... | 5 |
| Mazání plastickým mazivem | 6 |
| Mazání ocelových lan | 7 |
| 1 Rešerše centrálních mazání velkostí..... | 8 |
| 1.1 Mazání tukovým mazivem | 8 |
| 1.1.1 Hydraulická sudová pumpa HFP od firmy BEKA-MAX..... | 9 |
| Všeobecně | 9 |
| Oblasti použití..... | 9 |
| Druhy systémů | 9 |
| Popis činnosti funkce sudové pumpy HFP | 10 |
| 1.1.2 Vysokotlaká tuková pumpa firmy BEKA typ F – super 3 | 14 |
| Technické parametry pumpy F – super3 | 15 |
| 1.2 Rozstřikovací mazání (fluidní)..... | 16 |
| Technické parametry mazadla | 17 |
| Mísící rozdělovač FluiLub | 19 |
| Rozstřikovací trysky | 20 |
| Sestava a uchycení rozstřikovacích trysek..... | 21 |
| 1.3 Olejové mazání kulové dráhy..... | 22 |
| Technické parametry..... | 22 |
| Popis mazání | 23 |
| 1.4 Řídící jednotka PA - tronic | 24 |
| Technické údaje – elektro | 24 |
| 2 Konstrukční řešení mazání..... | 25 |
| 2.1 Stručný vývojový diagram pro postup výpočtu větvených CMS se zaměřením na mazání kulové dráhy | 25 |
| Specifikace požadavků | 27 |
| Morfologická matice mazání velkostí | 29 |
| Stanovení orgánové struktury | 30 |
| 2.2 Konstrukční návrh centrálního mazání na vybraném velkostí | 31 |
| Popis kulové dráhy: | 31 |
| Popis mazání: | 32 |
| 2.3 Technické parametry agregátu mazání kulové dráhy: | 34 |
| 2.3.1 Agregát pumpy: | 34 |
| 2.3.2 Čerpadlo s motorem: | 34 |
| Funkce a konstrukce zubového čerpadla: | 35 |
| 2.3.3 Motor 230/400V 50 Hz; 0,25 kW; ISO třída F: | 36 |
| Mechanické údaje: | 36 |
| Rozměry elektromotoru: | 36 |
| 2.3.4 Progresivní rozdělovač SX4: | 37 |
| Funkce progresivního rozdělovače: | 38 |
| 3 Základní výpočet výkonu pohonné jednotky pro mazání kulové dráhy rýpadla | 40 |
| 3.1 Základní výpočet zubového čerpadla | 40 |
| 3.1.1 Maximální zatížení koulí kulové dráhy: | 40 |

| | |
|--------------------------------------------------------------|----|
| Hodnoty SchRS 1550: | 40 |
| 3.1.2 Zatížení na jednu kouli: | 41 |
| 3.2 Technické parametry CLP, ISO VG 220 MOGUL, INTRANS 220: | 41 |
| Parametry: | 41 |
| 3.3 Výpočet množství oleje potřebného k mazání kulové dráhy: | 42 |
| 3.3.1 Výpočet objemu oleje v kulové dráze: | 42 |
| Hodnoty jsou odečteny z programu CAD Inventor | 42 |
| Plocha žlabu – $P_z = 8\,303\,723\text{ mm}^2$ | 42 |
| 3.3.2 Výpočet objemu oleje v přívodním potrubí: | 42 |
| 3.3.3 Celkové množství oleje v systému: | 42 |
| 3.4 Výpočet ztrát v systému mazání kulové dráhy: | 43 |
| Základní údaje mazání kulové dráhy: | 43 |
| 3.4.1 Výpočet tlakových ztrát hydraulického odporu: | 43 |
| 3.4.2 Výpočet třecího součinitele dle Churchilla: | 44 |
| 3.4.3 Výpočet tlakové ztráty - charakteristika potrubí: | 45 |
| 3.4.4 Pracovní bod čerpadla: | 46 |
| 3.4.5 Ztráty vřazených odporů: | 47 |
| 3.4.6 Ekvivalentní délka vřazených odporů: | 47 |
| 3.4.7 Ztrátová výška z hydraulických odporů rovného potrubí: | 47 |
| 3.4.8 Celková ztrátová výška: | 48 |
| 3.4.9 Celkový hydraulický odpor: | 48 |
| 4 Konstrukční návrh čerpadla kulové dráhy | 49 |
| 4.1 Výpočet rotačního zubového čerpadla: | 49 |
| Základní parametry a rozměry zubového čerpadla: | 49 |
| Geometrický objem: | 49 |
| Krouticí moment: | 49 |
| Příkon: | 50 |
| Skutečný průtok čerpadla: | 50 |
| 4.2 Rozměry ozubených kol: | 50 |
| 4.2.1 Jednotkové posunutí profilu x [-]: | 50 |
| 4.2.2 Posunutí základního profilu x_m [mm]: | 50 |
| 4.2.3 Jednotková změna vzdálenosti osy (-): | 50 |
| 4.2.4 Součinitel přisunutí Δy [-]: | 50 |
| 4.2.5 Teoretická vzdálenost os a (roztečná kružnice) [mm]: | 50 |
| 4.2.6 Skutečná (provozní valivá) vzdálenost os a_w [mm]: | 51 |
| 4.2.7 Průměr valivé kružnice d_w [mm]: | 51 |
| 4.2.8 Další rozměry zubu: | 51 |
| 4.2.9 Obvodová rychlost: | 51 |
| 4.2.10 Předběžné průtokové množství: | 51 |
| 4.2.11 Výkon: | 52 |
| 4.2.12 Hlavový průměr kola: | 52 |
| 4.2.13 Radiální síla: | 52 |
| 4.2.14 Výpočet soukolí čelního ozubení CAD Invertor 2012 | 52 |
| Scénář: | 52 |
| Společné parametry ozubených kol: | 52 |
| Rozměry kol: | 53 |
| 4.3 Pevnostní výpočet čerpadla: | 54 |
| 4.3.1 Vzdálenost ložisek: | 54 |
| 4.3.2 Ohybový moment: | 54 |
| 4.3.3 Dovolené napětí v ohybu: | 54 |

| | | |
|-------|---------------------------------------------|----|
| 4.3.4 | Výpočet průměru hřídele: | 54 |
| 4.3.5 | Modul pružnosti v tahu: | 54 |
| 4.3.6 | Průhyb hřídele: | 54 |
| 4.3.7 | Výpočet zatěžujících sil na hřídeli: | 55 |
| 4.3.8 | Výpočet spojovacích šroubů: | 55 |
| 4.3.9 | Určení počtu závitů v matici: | 56 |
| 4.4 | Elektro motor: | 56 |
| 4.4.1 | Potřebný výkon: | 56 |
| 4.4.2 | Výkon motoru: | 56 |
| 4.4.3 | Úhlová rychlost: | 56 |
| 4.4.4 | Krouticí moment: | 56 |
| 4.5 | Volba pružného kolíku zajišťujícího spojku: | 56 |
| 4.5.1 | Obsah průměru hřídele: | 56 |
| 4.5.2 | Napětí v krutu: | 56 |
| 4.5.3 | Dovolené napětí v krutu: | 56 |
| 4.5.4 | Průměr kolíku: | 56 |
| | Kontrola pružného kolíku: | 57 |
| 4.5.5 | Napětí ve smyku: | 57 |
| 4.5.6 | Napětí v krutu: | 57 |
| 4.5.7 | Tlak v hřídeli: | 57 |
| 4.5.8 | Tlak v náboji: | 57 |
| 4.6 | Pevnostní analýza: | 57 |
| 4.6.1 | Provozní podmínky: | 57 |
| 4.6.2 | Fyzické hodnoty: | 57 |
| 4.6.3 | Použité materiály: | 58 |
| 4.6.5 | Výsledky: | 59 |
| | ZÁVĚR: | 62 |
| | POUŽITÁ LITERATURA: | 63 |
| | SEZNAM PŘÍLOH: | 64 |
| | Seznam obrázků: | 64 |
| | Seznam tabulek: | 65 |

ÚVOD

Mazání je nedílnou součástí provozu velkostrojů ale i jakýchkoliv jiných strojů. Je nutné si plně uvědomit, že neoddělitelnou etapou technického života strojů je jejich provoz a zajištění provozní spolehlivosti údržbou. Každý stroj musí být vymyšlen, zkonstruován, dimenzován a následně provozován. Můžeme tedy říci, že etapa provozu strojů je nejen nejdelší, ale také nejvýznamnější a nejdůležitější etapou technického života strojů, neboť stroj se stává pracovní, resp. výrobní prostředek a jako takový teprve v této etapě vytváří hodnoty.

Maziva a jejich vliv na provozní spolehlivost

Ve své podstatě jedním z konstrukčních prvků každého strojnického zařízení je mazivo, takže stejnou péči jako zařízení je nutno věnovat i mazacím prostředkům. Tato péče se každopádně vždy projeví ve zvýšení provozní spolehlivosti a ve zpětné vazbě i v projektované spolehlivosti, resp. i konstruktér a projektant by měl věnovat této problematice odpovídající péči a mít dané znalosti.

V provozních podmínkách je největším nebezpečím pro znehodnocení maziva a tím narušení provozu voda a mechanické nečistoty. Dlouhodobá statistika uvádí, až 70 % poruch je zaviněno nečistotami a přítomností vody.

Pro zajištění dlouhodobého provozu je tedy nutné mít jakostní mazivo a provádět jeho systematickou kontrolu, tzn. uplatnění tribodiagnostiky. Daný systém kontroly při provozním nasazení má význam pro objektivní hodnocení skutečného stavu maziva a dává jednoznačný předpoklad výměny maziva, ne podle časového rozvrhu (motohodiny), resp. ujetých kilometrů ale podle skutečného stavu, čímž se ještě snižují náklady na maziva, která tvoří jen malou část z hodnoty zařízení. Provozní péče o stroj a mazivo je od sebe neoddělitelná, znamená snížení opotřebení jednotlivých strojních uzlů a tím jednoznačně zvyšuje provozní spolehlivost v celém svém komplexu vlastností.

Mazací služba a ošetření upotřebených maziv

Mazací služba je součástí tzv. techniky mazání, která musí zabezpečit správné mazání strojů a také správné hospodaření s mazivy. Mazací služba obsahuje tyto části:

- **organizaci mazací služby** - tzn. od odborníka na danou problematiku (tribotechnik) až po doplňování maziva a jeho kontrolu,
- **návody k mazání strojů** - dodává výrobce, pokud ne, tak sestavuje tribotechnik a zároveň řeší otázku náhrad maziv a sjednocení dodavatelů a druhů maziv,
- **hospodaření mazivy v provozu** - zabezpečení mazání přímo na strojích včetně hospodárnosti,
- **hospodaření mazivy ve skladech** - otázky správného uskladnění, vstupní kontroly a evidence,
- **hospodaření s upotřebenými oleji** - řeší se otázky regenerace filtrací (fyzikální, chemická), dalšího možného použití, vratnosti apod.

Hodnocení maziv z hlediska použití

Mazání olejem

Mazání olejem je vhodné, pokud otáčky nebo provozní podmínky nepřipouštějí mazání plastickým mazivem nebo jestliže je nutné z ložiska odvádět teplo. Často se také používá, protože to vyžadují další díly, např. těsnění, ozubená kola, kluzná ložiska atd.

Stanovení jakosti čistých maziv při vstupní kontrole a zjištění stavu během provozu, vzhledem k jeho další použitelnosti, patří k základním úkolům části tribotechnické diagnostiky. V souladu se základním roztříděním olejů existují i adekvátní soubory kvalitativních ukazatelů ke sledování nejdůležitějších fyzikálně chemických vlastností.

Je nutno zjišťovat:

- kinematickou viskozitu při 40 °C a při 100 °C dle ČSN 65 6216 a 65 6236,
- trafooleje při 20 °C
- bod tuhnutí
- obsah vody
- obsah mechanických nečistot
- číslo kyselosti

Je nutné stále mít na vědomí, že znečištěný olej a rostoucí množství mechanických nečistot v provozních podmínkách znamená:

- snížení oxidační stability oleje (životnost),
- zvyšující se opotřebení hydraulických prvků a třecích ploch v mazacích systémech,
- zvýšení rizika nebezpečí poruch,
- nevyhnutelná ztráta ve výrobě,
- je statisticky prokázáno, že 75 - 80 % poruch a havárií v hydraulických a mazacích systémech je způsobeno znečištěným olejem.

Význam čistoty oleje v provozu strojů a zařízení je problém trvale se opakující.

Docílíme tím:

- prodloužení životnosti hydraulických a mazacích systémů,
- prodloužení životnosti olejových náplní,
- snižování ztrát výrobního času,
- snižování nákladů na údržbu,
- řešení ekologických hledisek souvisejících s výměnami olejových náplní a likvidací upotřebených olejů.

Péče o olej znamená trvalé odstraňování mechanických nečistot a vody. Jen tímto postupem komplexně zhodnotíme oleje jak po stránce technické, tak ekonomické, což obnáší rozhodnutí o regeneraci, výměně, doplnění části nového oleje atd. a samozřejmě s řešením tribodiagnostiky opotřebení dostáváme obraz o celém objektu (stroj + mazací náplň).

Mazání plastickým mazivem

Plastické mazivo se volí pro mazání ložisek pracujících při normálních otáčkách a teplotách. Ve srovnání s mazáním olejem má plastické mazivo řadu předností:

- vystačí s jednodušší a levnější konstrukcí,
- má vyšší přilnavost
- chrání ložisko proti vlhkosti a nečistotám z pracovního prostředí.

Plastická maziva (mazací tuky) jsou koloidní podskupiny gelů, někdy solí nebo rosolů. Makroskopicky jsou máslovité, vláknité, houbovité anebo zrnité. Skládají se z kapalné fáze, kterou vytváří mazací olej a z tuhých částic disperzní látky. Vyrábějí se z ropných olejů (ve speciálních mazivech může tvořit základní složku i syntetický olej), jejich zpevňováním kovovými mýdly a jinými látkami na příslušnou konzistenci. Na dosažení určitých konkrétně požadovaných vlastností mohou obsahovat i přídavné anorganické látky, např. MoS_2 , grafit, ZnO , Pb_3O_4 a jiná plniva. Charakteristickou veličinou vyjadřující vlastnosti plastických maziv je penetrace, která vyjadřuje stupeň tuhosti plastických maziv a rozděluje se do devíti konzistenčních stupňů 00 až 7. Penetrace je hloubka vniknutí normalizovaného zkušebního kužele vlivem vlastní hmotnosti do vzorku maziva při teplotě 25 °C za definovaný čas. Hloubka se měří v desetinách milimetrů. Další důležitou vlastností je teplota odkápnutí. Tato hodnota určuje teplotu, při které přechází plastické mazivo do kapalného stavu.

Podle stálosti se plastická maziva dělí na:

- tepelně stálá maziva, jejichž struktura se vlivem teploty nerozrušuje anebo po ochlazení se opět obnoví,
- mechanicky stálá maziva, jejichž reologické vlastnosti se v rozrušeném i v nerozrušeném stavu jen málo odlišují,
- koloidně nestálá maziva, která se rozpadávají na viskózní fázi a nerozpustný koloid - xerogel.

Plastická maziva se dělí podle typu zpevňovadla, které má obvykle větší vliv na vlastnosti maziva než na olej:

- a) mýdlová
- b) nemýdlová
- c) uhlovodíková
- d) halogenová

Zpevňovadla jsou částice o rozměrech od 0,01 do více než 20 μm a charakterizuje jejich schopnost vytvořit koloidní strukturu maziva a můžeme je rozdělit do těchto skupin:

- a) Mýdlová zpevňovadla:
 - jednoduchá na bázi Li, Na, Ca, Ba, Sr, Al, Pb, Zn,
 - kombinovaná, např. Na - K, Ca - Ba, Li - Ca,
 - komplexní Na, Li, Ca, Ba.

b) Nemýdlová zpevňovadla:

- anorganická: bentonity, silikagely,
- organické polymery: polymočoviny, polyalkeny a kopolymery, polyamidy a polyimidy,
- pigmenty: ftalocyaniny, indantreny,
- uhlovodíky: parafíny, cereziny, vosky.

Plastická maziva se vzhledem na jejich vlastnosti používají omezeněji než mazací oleje. Všeobecně jsou určena na krátkodobá mazání s delšími mazacími intervaly, s výjimkou valivých ložisek, při kterých se dotěšňovací schopnost plastických maziv využívá na dlouhodobé, někdy na životnostní mazání.

Volba druhu plastického maziva závisí od:

- rozsahu teplotního použití,
- stálosti proti hnětení,
- odolnosti proti vodě,
- ochranných schopností proti korozi,
- provozní trvanlivosti v závislosti na teplotě použití.

Při jejich používání je nutno zohlednit skutečnost, že plastická maziva různých druhů se nemusí navzájem snášet. Mohou se rozrušit a tím způsobit vážné poškození. Potom např. u valivého ložiska můžeme říci, že životnost plastického maziva závisí na následujících základních faktorech - druh maziva, otáčky a provozní teplota. U malých ložisek je řešení postaveno na faktu - během provozu je životnost plastického maziva na jedno naplnění, tzn., nedomazává se, takže postačí na celou dobu životnosti ložiska. Teplota a znečištění zkracují interval domazávání.

Při domazávání je nutno použít stejný druh maziva tzn., zásadně nemísíme. Domazávané množství musí nahradit především mazivo přímo v ložisku (používá se vzorec $G = 0,005 \cdot D \cdot B$ [g], D - vnější průměr ložiska [mm], B - celková šířka ložiska [mm] - pro axiální je výška H). U některých konstrukcí se používá i tzv. odstříkovač plastického maziva, odstraňuje nadměrné množství maziva.

Mazání ocelových lan

Maziva nebo impregnační směsi pro ocelová lana musí obsahovat netěkavý základní materiál, který ochrání dráty lana proti korozi a sníží tření a otěr drátů např. Elaskon 30. Mazací nebo impregnační směsi musí mít dobré krycí vlastnosti, musí být odolné proti vodě a vodoodpudivé.

Maziva nebo impregnační směsi pro ocelová lana nesmí:

- a) být náchylné k výraznému křehnutí;
- b) obsahovat písek a jiné mechanické částice;
- c) obsahovat vodu a chloridy;
- d) obsahovat látky způsobující korozi povrchu nebo narušovat textilní vložky lana.

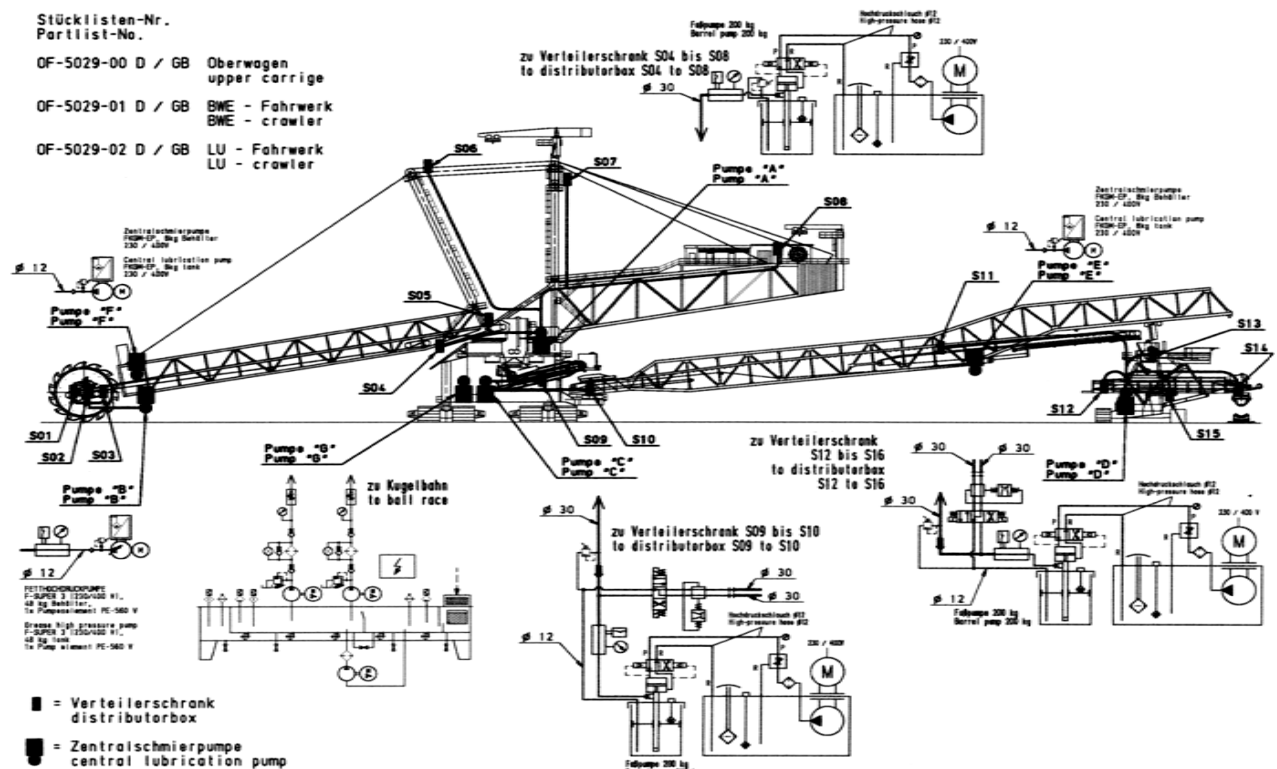
1 Rešerše centrálních mazání velkstrojů

1.1 Mazání tukovým mazivem

Většina točících se částí velkstroje (např. kladky, poháněcí i vratné bubny, spojovací čepy atd.) jsou mazány tukovým mazivem, z důvodu nízkých otáček a vysokých tlaků na kluzná i valivá ložiska. K tomu se používají centrální mazací systémy, které jsou doposud nejlepší alternativou k dopravě maziva na dlouhé trasy s možností mazání několika součástí s použitím jednoho centrálního mazacího systému.

Podrobný systém tukového centrálního mazání uvádím na příkladu kolesového rypadla SchRS 1550 / 4 × 30. Téměř 100% mazaných míst na kolesovém rypadle SchRS 1550 je mazáno centrálním mazacím systémem, který používá hydraulickou sudovou pumpu HFP BEKA-MAX (jsou 3, na horní a spodní stavbě bagru a na podpěrném podvozku), motorovou tukovou mazací pumpu F – Super3 (pro špičku kolesového výložníku a koleso) a motorovou tukovou mazací pumpu FKGM – EP (pro mostový výložník) jako zdroje centrálního mazání. Zbytek je domazáváno ruční nebo nožní mazací pumpou dle mazacího plánu.

Na moderních nebo zrekonstruovaných strojích (SchRS 1550, SchRS 1320, ZP 6800.1 atd.) se používá centrální mazací systém od firmy BEKA-MAX. Na ostatních (KU 800, bývalé SRS 1500 atd.) se používají mazací systémy typu HELIOS, kde se provádí doplňování tuku ručně do zásobníku pumpy. Rozdělovače, které dávají množství mazacího tuku, jsou přímo součástí mazací pumpy.



Obrázek 1 - Schéma umístění centrálních mazacích míst na SchRS 1550 / 4 × 30 [dokumentace velkstroje]

1.1.1 Hydraulická sudová pumpa HFP od firmy BEKA-MAX

Všeobecně

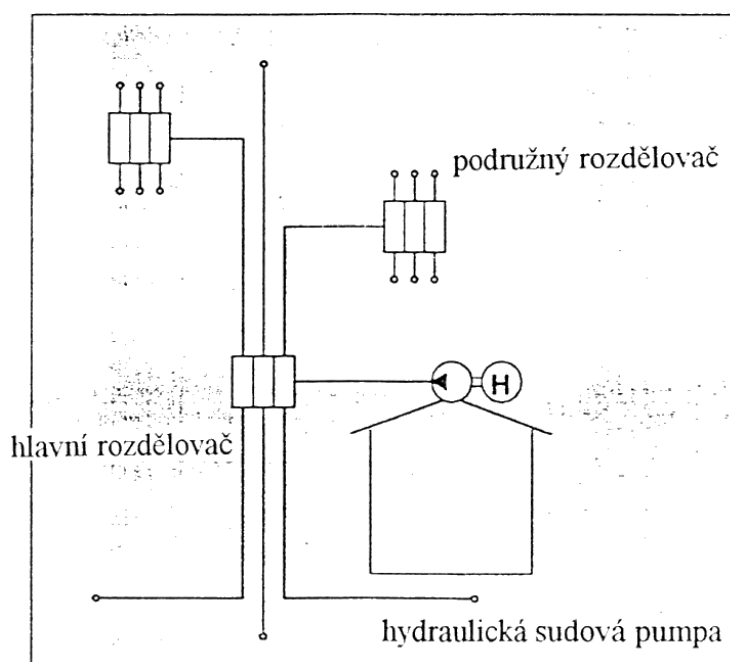
Hydraulická sudová pumpa je precizní sudové čerpadlo, které je zkonstruováno pro dopravu tuků do třídy konzistence NLGI 2. Je poháněna přírubovým stejnosměrným převodovým motorem, který je přímo spojen s hřídelí čerpadla. Svou hodnotou a precizní konstrukcí, ve spojení s nejmodernější technikou, představuje tato řada velice spolehlivé mazací čerpadlo s širokým všestranným rozsahem použití. Zásobuje mazací místa, příp. rozdělovače přesným množstvím tuku při tlaku až do 280 barů.

Oblasti použití

Oblasti použití hydraulické sudové pumpy zahrnují hlavně zásobování mazacích míst u středně velkých a velkých stavebních strojů, průmyslových zařízení, velkostrojích v povrchové těžbě nerostů a jiných velkých strojích a zařízeních s nasazením vysoké spotřeby mazacích tuků.

Druhy systémů

a) Popis soupravy – „progresivní“

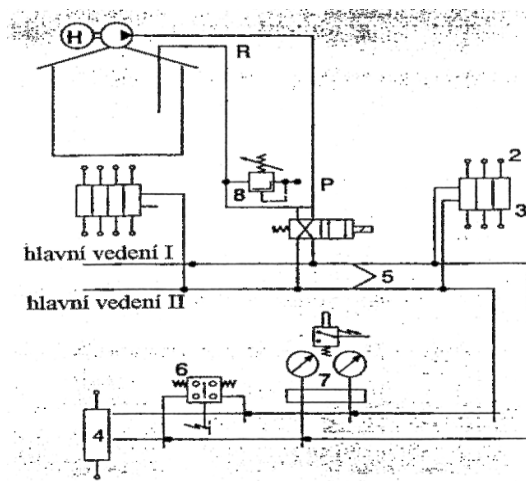


Obrázek 2 – Schéma progresivní soupravy

Mazací médium se dopravuje z hydraulického sudového čerpadla přímo do hlavního progresivního rozdělovače, který rozvádí tuk ve správném poměru k podružným progresivním rozdělovačům. Ty pak přesunují optimálně stanovené množství mazacího tuku k jednotlivým mazacím místům.

Funkce progresivních rozdělovačů je u zařízení kompletně sledována. Jakmile některé mazací místo neodebírá tuk, vytéká tuk u přetlakového ventilu čerpadla.

b) Popis soupravy „2potrubní“

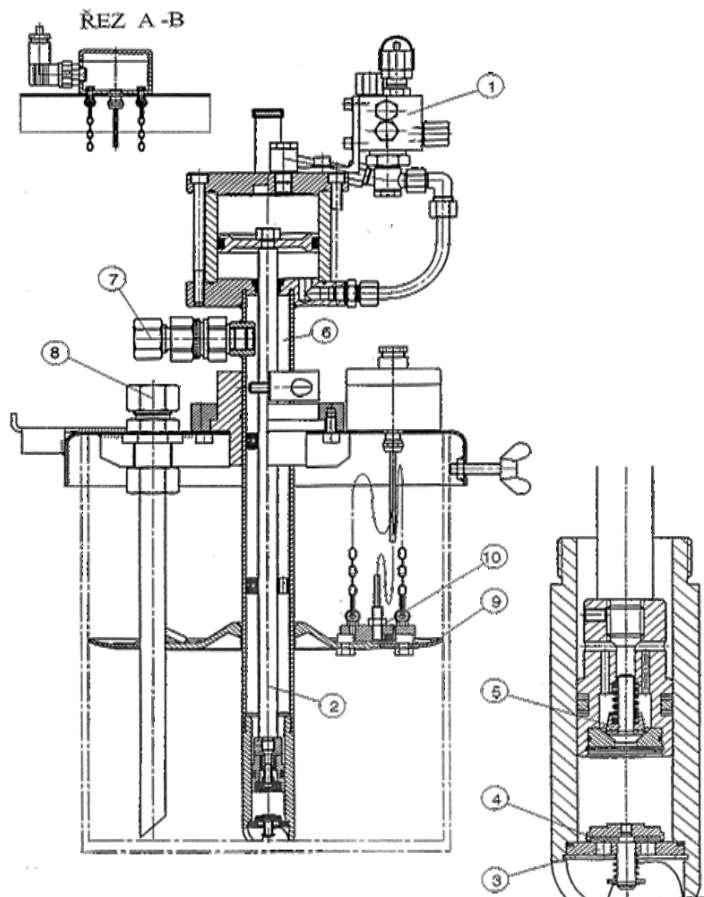


- 1) Hydraulické sudové čerpadlo
- 2) Mazací místo
- 3) Rozdělovač (podružný) 2potrubního vedení
- 4) Rozdělovač (hlavní) 2potrubního vedení
- 5) Hlavní vedení
- 6) Elektrické jističe (kontrola)
- 7) Optická a elektrická kontrola
- 8) Přetlakový ventil

Obrázek 3 – Schéma 2potrubní soupravy

2potrubní systém je zařízení s dvojím hlavním potrubím, kde jsou jednotlivé větve střídavě aktivovány ventilem a tak zásobují odpovídající rozdělovače 2potrubního systému mazadlem. Rozdělovač 2potrubního systému dopravuje následně požadované množství mazacího tuku, které lze nastavit na rozdělovači k příslušným mazacím místům.

Popis činnosti funkce sudové pumpy HFP



- 1 – hydraulický přepínač
- 2 – pístnice pumpy
- 3 – sací otvor trubky čerpadla
- 4 – těsnící kroužek
- 5 – zpětný ventil
- 6 – přepravní trubice
- 7 – výstup z pumpy
- 8 – (mimořádná výbava pro zpětný chod)
- 9 – přitlačná deska
- 10 – magnetická deska s indukčním snímačem

Obrázek 4 – sudová pumpa HFP [dokumentace velkstroje]

Hydraulická sudová pumpa s hydraulickým přepínačem

Hydraulická sudová pumpa je poháněna řídicí olejovou pumpou s průtokem max. 10 l/min. Jednotlivé zdvihy (sání a vytlačování) pístnice pumpy (2) jsou řízeny hydraulickým přepínačem (1), přičemž je tuk nasáván otvory v její spodní části (3). Talíř ventilu s těsnícím kroužkem (4) zabraňuje, aby se již nasátý tuk vrátil sacím potrubím zpět do sudu. Zpětnému sání tuku zabraňuje zpětný ventil (5) a tak je tuk tlačěn do přepravní trubice (6) a dále k výstupu z pumpy (7).

Hydraulická sudová pumpa bez hydraulického přepínače

V tomto provedení je sání a výtlaček tuku řízeno magnetickým ventilem.

U provedení pro 2potrubní systémy je na víku pumpy přípojka pro zpětný chod, která slouží k vrácení odlehčovacího tuku do sudu s mazadlem, kde vytéká pod sacím otvorem (3) trubky čerpadla.

Aby čerpadlo nenasávalo vzduch, je důležité, aby přitlačná deska (9) doléhala těsně na hladinu tuku a aby sud nebyl vyboulený nebo jinak poškozený. Standardní bezpečnost hydraulického sudového čerpadla je zajištěna třemi táhly s křížovými rukojetěmi, které musí být pevně spojeny s podstavou. Vyprázdnění sudu je sledováno elektrickým stavoznakem.

Na přitlačné desce je pevně uložena magnetická deska s indukčním snímačem (10). Při vyprazdňování sudu klesá také přitlačná deska a indukční snímač se pomocí dvou řetězů zdvihne. Když se přitlačná deska dostane asi 3 cm nad sací otvor, dá tak indukční snímač signál k výměně sudu.

Přetlakový ventil, seřízený na 280 barů, slouží k ochraně před přetížením čerpadla a potrubního systému.

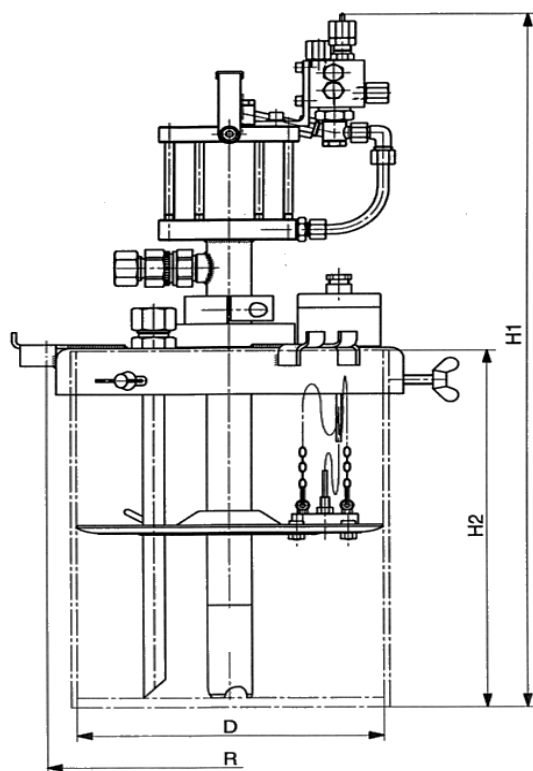
Technické parametry

| | |
|-------------------|--------------------------------------------------------------------|
| Počet stupňů: | 1 |
| Výkon: | 26 cm ³ /zdvih |
| Dosahovaný tlak: | max. 280 barů |
| Velikost nádoby: | 50 nebo 200 kg |
| Druh pohonu: | hydraulický max. 10 l/min |
| Možnost nasazení: | -17°C až +70°C tuk NLGI – tř. 2 -25°C až +70°C tuk NLGI – tř. 1 |

Rozměry

| Velikost sudu | H2 | H1 | D | R |
|---------------|-----|------|-----------|-----|
| 20 kg | 375 | 733 | 265 – 285 | 172 |
| 25 kg | 475 | 833 | 311 – 331 | 202 |
| 50 kg | 672 | 917 | 354 – 370 | 230 |
| 200 kg | 893 | 1250 | 550 - 590 | 333 |

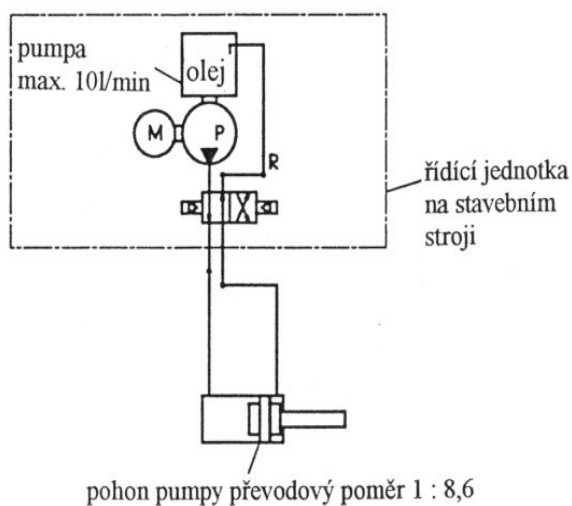
Všechny míry v mm



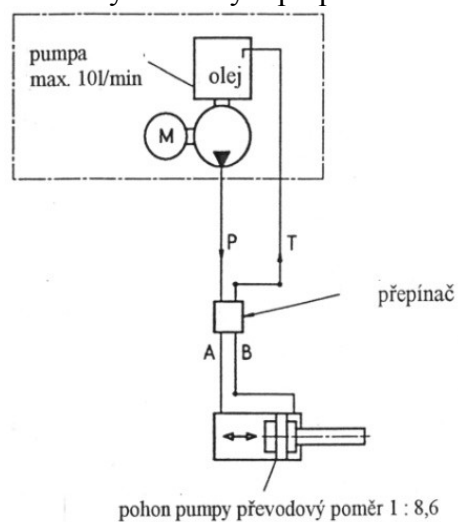
Obrázek 5 – základní rozměry sudové pumpy HFP [dokumentace velkstroje]

Schéma hydraulického obvodu

Bez hydraulického přepínače



S hydraulickým přepínačem



Mazadla

Tato hydraulická sudová pumpa je vyrobena pro dopravu běžných tuků do třídy 2

Při provozu hydraulické pumpy je třeba dbát těchto pokynů:

- ◆ Používat mazadla s přísadami pro vysoké tlaky (mazadla – EP)
- ◆ Používat jenom mazadla stejného druhu zamydlení
- ◆ Nesmějí se používat mazadla s pevnými látkami (mazadla jako měď, grafit nebo MOS2 na dotaz)
- ◆ Biologicky odbouratelná mazadla se mohou používat
- ◆ Při volbě mazadla se musí v každém případě dbát na údaje výrobce stroje

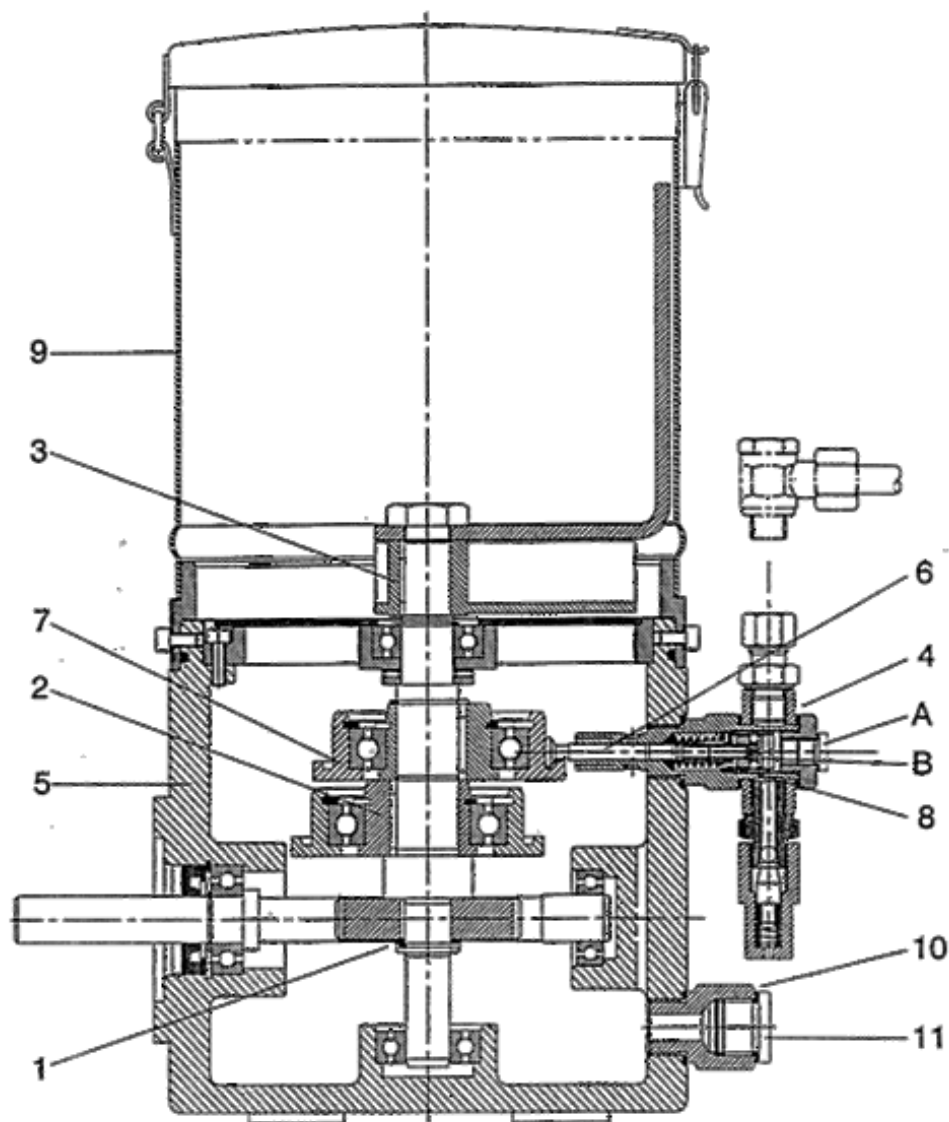
Na velkostrojích povrchového dolu SD Chomutov a.s. se běžně používají mazadla LVT 1 EP speciál.

Tabulka 1 – Základní údaje o mazadle Mogul LVT 1 EP

| Název | Typ zpevňovadla | Viskozita základového oleje při 40°C (mm ² /s) | Penetrace při 25°C (10 ⁻¹ mm) | Bod skápnutí (°C) | Teplotní rozsah užití (°C) |
|---------------|-----------------|-----------------------------------------------------------|------------------------------------------|-------------------|----------------------------|
| Mogul LVT1 EP | Li-mýdlo | 200 | 310-340 | min.180 | -25 až +120 |

1.1.2 Vysokotlaká tuková pumpa firmy BEKA typ F – super 3

Vysokotlaká pumpa F – super 3 slouží k mazání špičky kolesového výložníku a uložení kola. Stav hladiny tuku je hlídán elektronicky. Dříve se tuk doplňoval ručně horním víkem, nyní je automaticky doplňován potrubím z centrálního mazacího systému horní stavby.



Obrázek 6 – vysokotlaká tuková pumpa F – super 3 [dokumentace velkstroje]

Vysokotlaká tuková pumpa je poháněna motorem s převodovkou, které jsou k jejímu tělu připevněny přírubou. Pomocí šneku (1) se otáčky převádějí až k vačce (2) a míchacímu ramínku (3). Do těla pumpy (5) jsou vešroubovány elementy pumpy (4), a to při použití 2 variant. Hlava pístku (6) elementu pumpy je unášena drážkou v přírubě vačky (7) ve které je „zavěšena“, čímž dochází k tzv. „nucenému“ sání a vytlačování tuku. Přes zpětný ventil (8), který zabráňuje zpětnému sání tuku, se tento dostává až k výstupu na elementu pumpy. Pro bezproblémový chod pumpy slouží rovněž míchací ramínko v nádobě zásobníku (9), které zbavuje mazivo případných vzduchových bublin a zároveň jej stlačuje k prostoru nasávání.

Technické parametry pumpy F – super3

| | |
|--------------------------------|-----------------------------------------------------|
| Počet výstupů: | max. 3 |
| Druh výstupů: | element pumpy PE 560v |
| Průměr potrubí: | 6,8 až 10 mm |
| Dodávané množství PE 560: | každý element pumpy od 0,10 do 0,56 cm ³ |
| Kontrola hladiny tuku: | elektronicky |
| Dopravované mazivo: | tuky konzistence ≤ NLGI – třídy 2 |
| Provozní tlak: | max. 250 barů |
| Provozní teplota tuku i okolí: | - 20°C až + 40°C |
| Pohon: | motor s převodovkou |
| Směr otáčení: | libovolný |

Motor s převodovkou

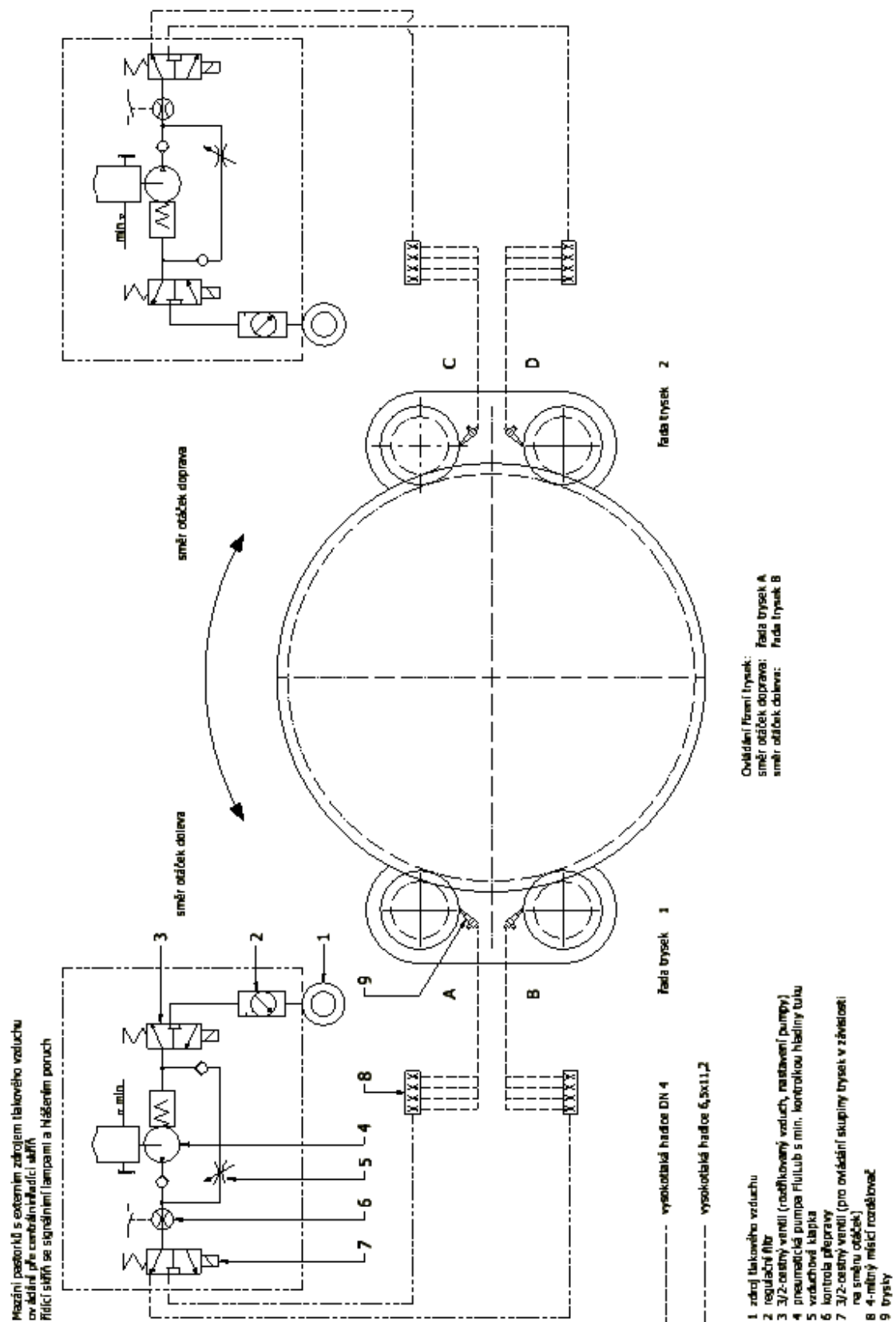
| | |
|----------------|----------------------------------------------------------------------|
| Výkon pohonu: | 0,18 kW |
| Napětí: | 220/380 V |
| Frekvence: | 50/60 Hz |
| Druh jističe: | IP 54 |
| ISO – třída: | ϕ 120 mm |
| Otáčky motoru: | 1420 min ⁻¹ při 50 Hz 1700 min ⁻¹ při 60 Hz |

Tabulka 2 – Základní údaje o mazadle Mogul LVT 1 EP

| Název | Typ zpevňovadla | Viskozita základového oleje při 40°C (mm ² /s) | Penetrace při 25°C (10 ⁻¹ mm) | Bod skápnutí (°C) | Teplotní rozsah užití (°C) |
|---------------|-----------------|-----------------------------------------------------------|------------------------------------------|-------------------|----------------------------|
| Mogul LVT1 EP | Li-mýdlo | 200 | 310-340 | Min. 180 | -25 až +120 |

1. 2 Rozstřikovací mazání (fluidní)

Rozstřikovací mazání FluiLub



Obrázek 7 - Schéma centrálního rozstřikového mazání pastorků pohonů otoče

Použití

Použití rozprašovacího mazacího zařízení slouží k mazání ozubeného věnce otočného ústrojí horní stavby kolesového rýpadla a pastorku zdvihu kolesového výložníku. Mazadlo je nanášeno pomocí rozprašovacích trysek na boky zubů pastorků a dál se přenáší na ozubený věnec. Jako mazadlo se používá tixotropní mazadlo CICO 22 B s podílem pevných částic od cca 20 do 30%.

Tixotropní mazadlo CICO TL 22 B

CICO TL 22 B - je biologicky odbouratelné mazivo – základový olej je na bázi esterů. Zahušťovací a mazací složkou je Al prášek v kombinaci s koloidním grafitem a dalšími aditivy. Navíc mazivo má vysoký rozsah teplotního nasazení od – 40°C do + 90 °C. Rozsah mazacího účinku je ještě vyšší.

Technické parametry mazadla

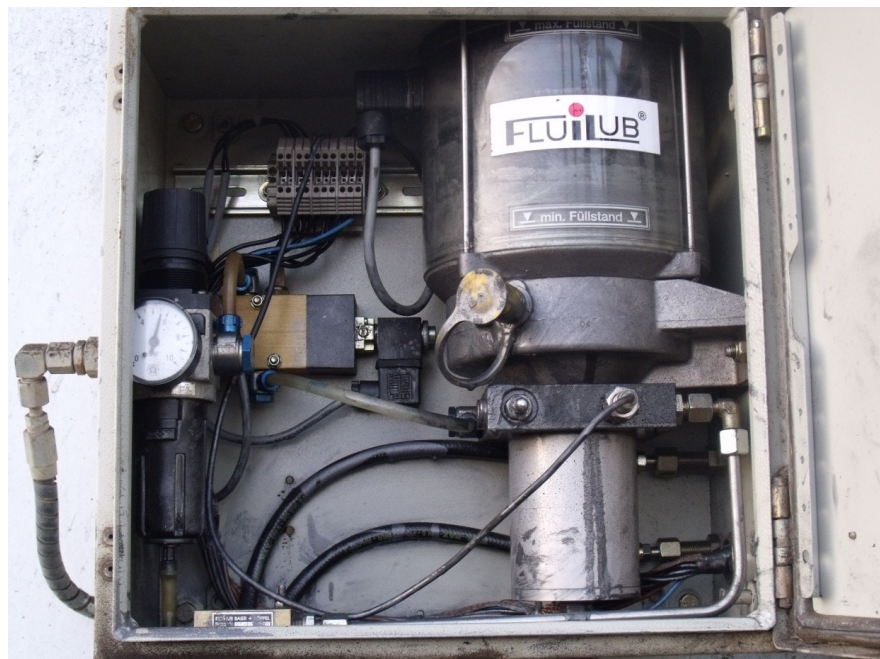
| | |
|--------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|
| Skupenství: | kapalina |
| Barva: | tmavě šedá |
| Zápach (vůně): | charakteristický |
| pH látky: | neuvedeno |
| Bod vzplanutí: | 255°C |
| Hustota (ISO 12185) při 20°C: | 1.03 g/cm ³ |
| Rozpustnost ve vodě: | 0,2 g/l |
| Viskozita (Brookfield LVT, ASTM D 2196) při 24°C | Hustoměr č.1 1.5 rpm 1000 mPa.s 3 rpm 830 mPa.s 6 rpm 690 mPa.s |
| | Hustoměr č. 2 6 rpm 740 mPa.s 12 rpm 590 mPa.s 30 rpm 460 mPa.s |
| | Hustoměr č. 3 12 rpm 490 mPa.s 30 rpm 440 mPa.s 60 rpm 410 mPa.s |
| Klimatická viskozita (ISO 3104) při 24°C: | 327 mm ² /s |
| Teplotní rozsah nasazení: | -40°C do +90°C |
| Rozsah mazacího účinku: | -100°C do +500°C |
| Zápalná teplota: | >350°C |
| Teplotní rozklad: | >350°C |
| Biologická odbouratelnost (CEC L -33-A-94): | >90% |
| NLGI-stupeň: | 000 |
| Nebezpečné reakce: | žádné |
| Kód odpadu: | 13 02 07 (dle AVV) |

Výhody produktu

- biologicky odbouratelné, WKG 0, ekologické
- velmi dobrá přilnavost k povrchu, bez vlivu na okolní části
- kontrolované tixotropní vlastnosti, žádné odstříkávání
- velmi malá spotřeba, výrazně delší intervaly pro údržbu
- vysoká pevnost a odolnost v tlaku, mimořádné snížení opotřebení (obrus, otěr) mazané části
- neobsahuje rozpouštědla, minimální nebezpečí požáru
- neváže prach nebo jiné nečistoty a tím je dosaženo vysoké provozní bezpečnosti
- lze použít i při velmi nízkých teplotách, žádné výpadky při námrazách
- syntetický nosné látky, tím zamezen nepříznivý vliv pryskyřice

Zařízení sestává z těchto částí

- 1 agregát FluiLub, vestavěný ve skříňovém rozvaděči
 - 1.1 dopravní čerpadlo se zásobníkem 4,5 kg, nastavený objem zdvihu 0,8 cm³/mazací cyklus
 - 1.2 filtr – regulátor tlaku pro přípravu vzduchu
 - 1.3 3/2 – cestný – magnetický ventil pro spouštění čerpadla a vzduchu pro rozstříkávání
 - 1.4 spojka pro plnění
 - 1.5 kontrola přísunu vestavěná v čerpadle
- 2 přípojka tlakového vzduchu
- 3 mísící rozdělovač FluiLub 2polohový jako hlavní rozdělovač
- 4 mísící rozdělovač FluiLub 4polohový jako vedlejší rozdělovač
- 5 různý montážní materiál jako: hadice, trubkové objímky, šroubení atd.



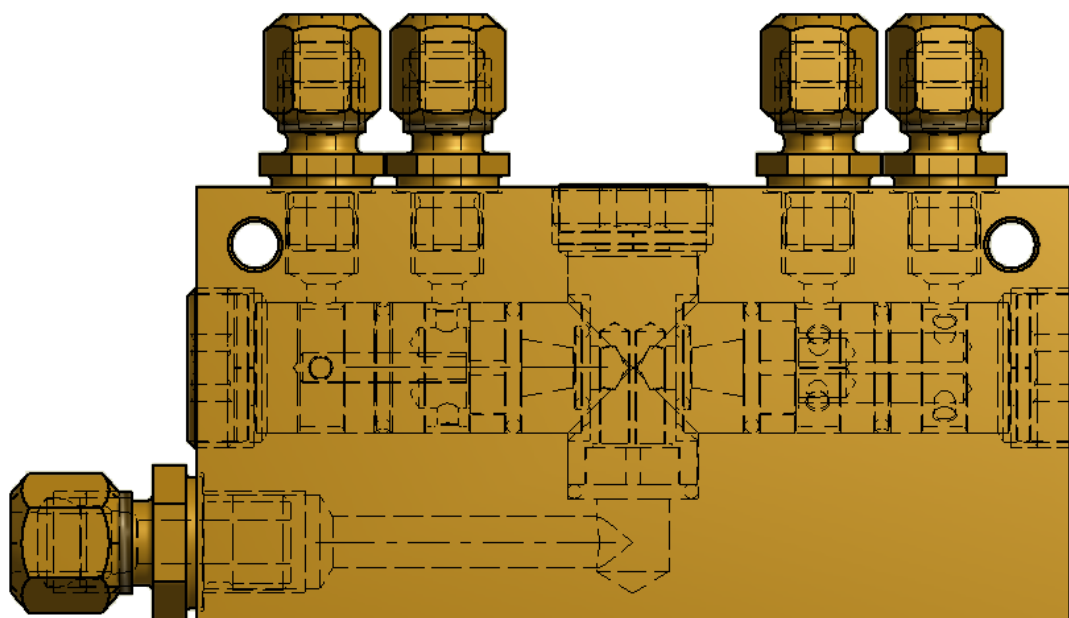
Obrázek 8 - skříň s komponenty rozstříkovacího mazání

Agregát FluiLub je spouštěn ovládacím přístrojem P. A. – tronic, vestavěným ve skříňovém rozvaděči. Spouštění je závislé na činnosti a provozu otáčení horní stavby velkostroje a na zdvihu kolesového výložníku.

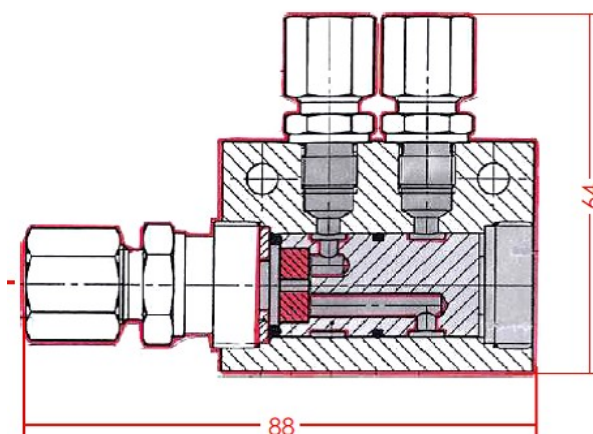
Agregát je uspořádán tak, aby byl dobře přístupný pro seřizování a údržbu. Z bezpečnostních důvodů, jako je ochrana proti znečištění, je agregát umístěn tak, aby plnění mazadlem bylo obtížně možné jen plnicím víkem. Plnit je možné pouze sudovým čerpadlem přes plnicí spojku. Pro dobré rozprašování je zapotřebí tlak min. 5 barů. Spotřeba vzduchu při trvalém provozu (bez přerušení) činí cca 12 Nm³/h.

Mísící rozdělovač FluiLub

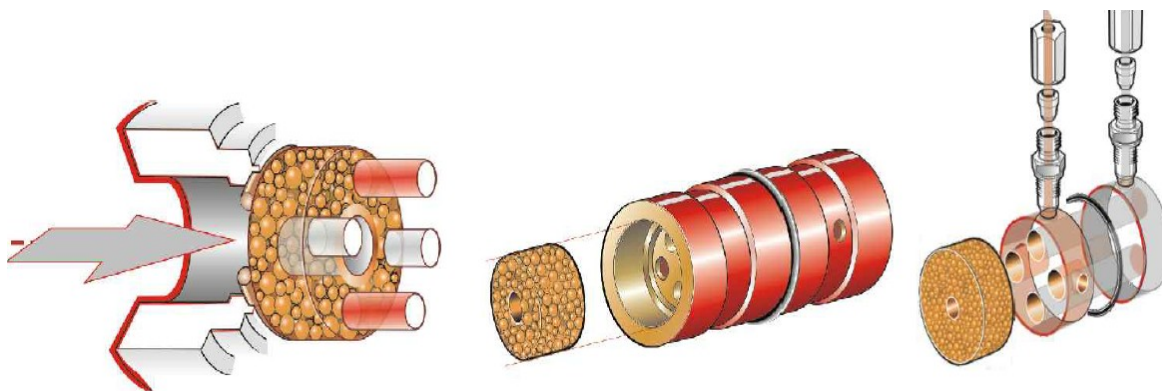
Mísící rozdělovač mísí tixotropní mazadlo se vzduchem přes speciální měděné filtry, které propustí kovové částičky mazadla o velikosti zrn (Al prášek v kombinaci s koloidním grafitem a dalšími aditivy) předepsaných výrobcem a rozděluje mlhovou směs vestavěnými pístkami k mazacím tryskám.



Obrázek 9 - 4polohový mísící rozdělovač



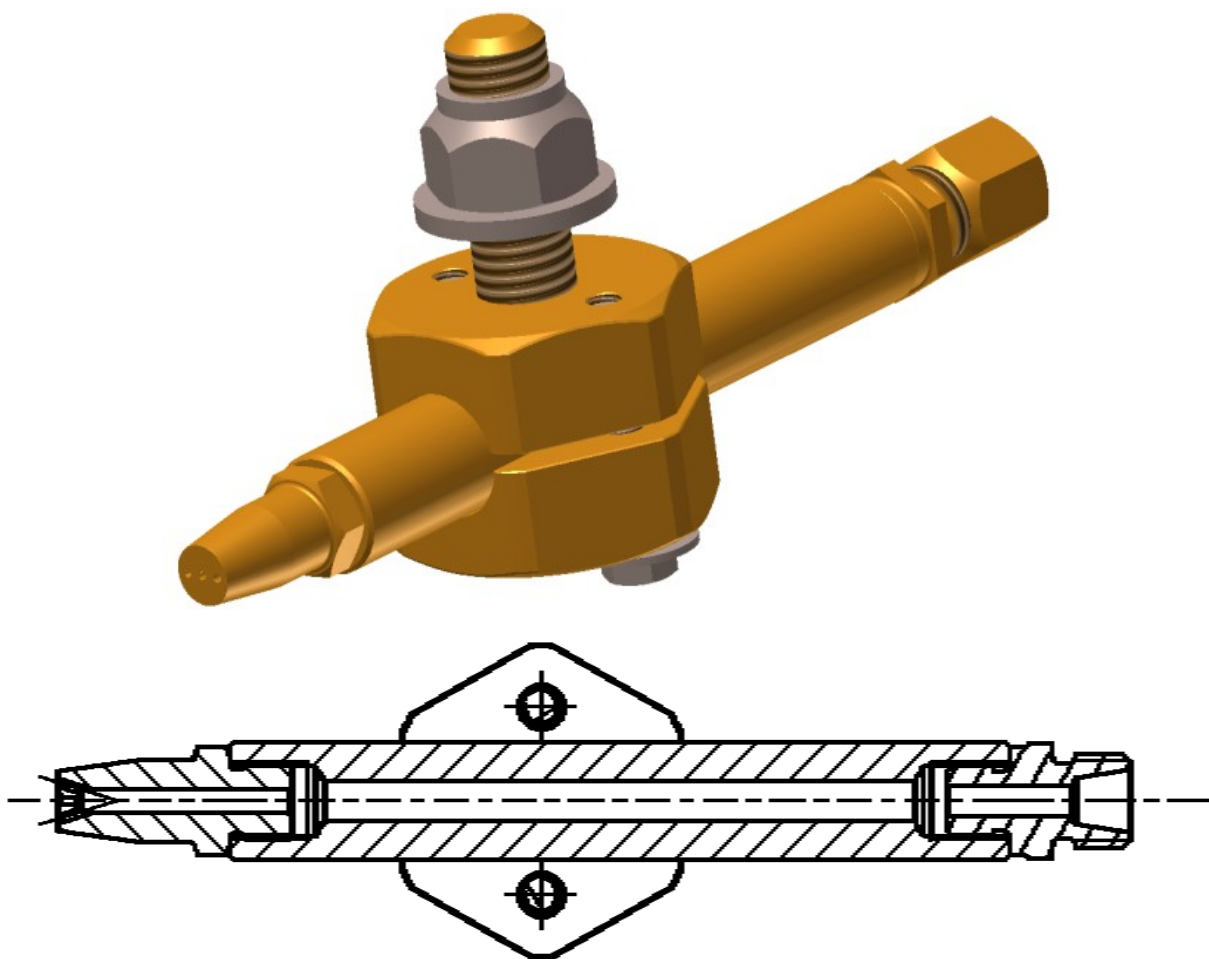
Obrázek 10 - Řez mísícím rozdělovačem



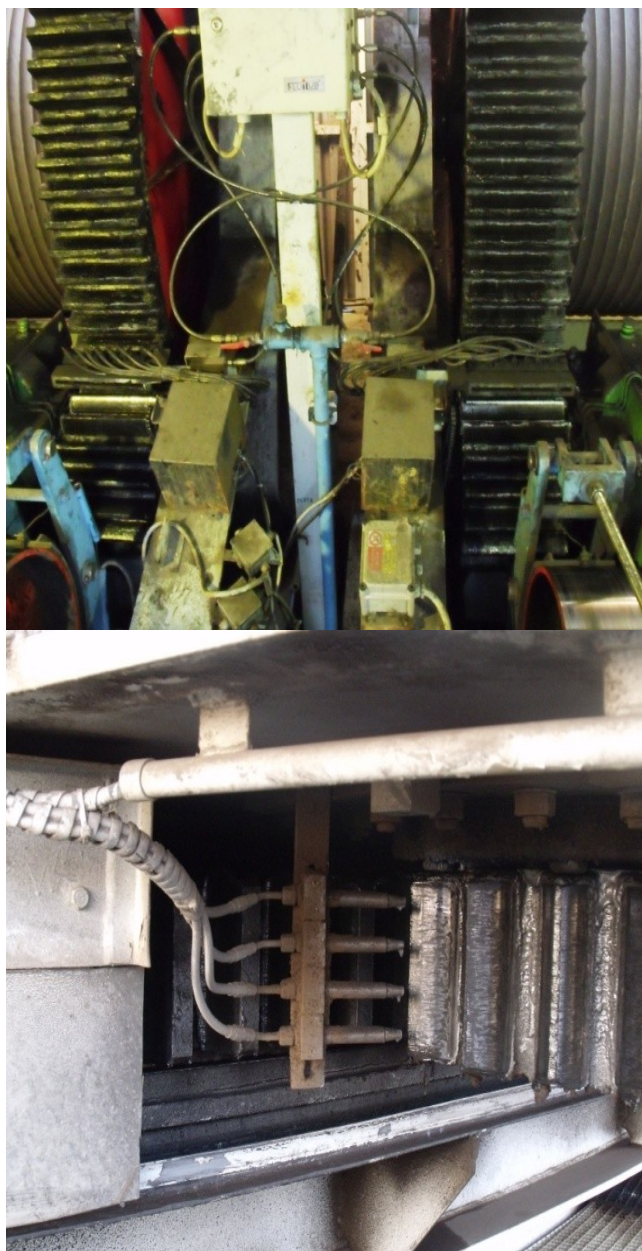
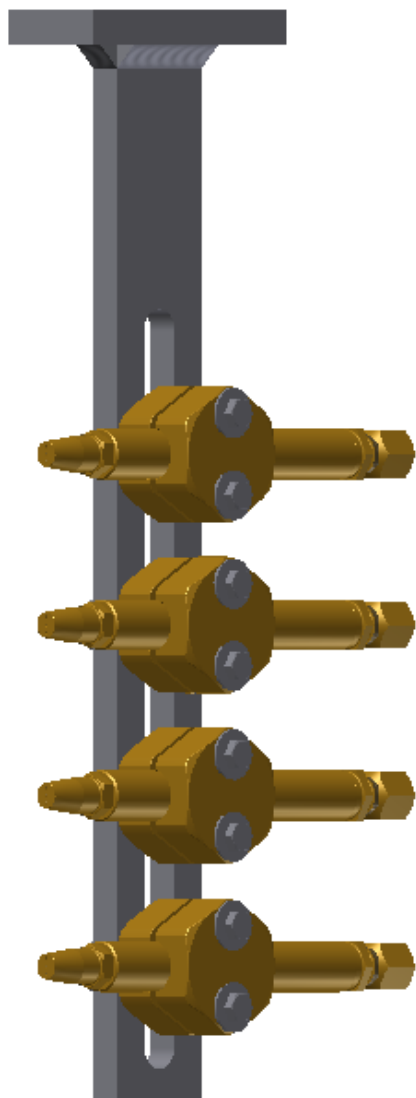
Obrázek 11 - kovový filtr mísícího rozdělovače [14]

Rozstříkovací trysky

Rozstříkovací trysky jsou uspořádány tak, aby zuby pastorků byly rovnoměrně postříkovány po celé výšce ozubení.



Obrázek 12 - Rozstříkovací tryska

Sestava a uchycení rozstříkovacích trysek

Obrázek 13 - Sestava rozstříkovacích trysek, mazání ozubeného věnce zdvihu kolesového výložníku – horní obrázek, mazání ozubeného věnce otoče horní stavby – spodní obrázek.

1.3 Olejové mazání kulové dráhy

Další centrální mazací systém se používá k mazání kulové dráhy. Jde o oběhové olejové mazání s použitím oleje MOGUL, INTRANS 220.

Technické parametry

Agregát pumpy



- nádoba 250 l se zpětným chodem a kontrolou hladiny
- ukazatel výšky hladiny oleje s uzávěrem
- plnicí filtr TLFII 3-40
- olejový vypustný kohout G1
- trubka ponorného ohříváče oleje s 3fázovým ohříváčem 1,45 kW – 400 V, L = 600 mm
- regulátor teploty
- hladinový spínač MAM 713 LTS, X = 500 mm, O = 460 mm
- agregát zubové pumpy Q = 0,50 l/min s tlakovým ventilem 60 bar
- Motor 230/400V 50 Hz; 0,25 kW; ISO třída F
- dvojitý filtr, přepínací s otvorem síta 25 μm
- manometr 63/...100 bar/glycerin G 1/4

Obrázek 14 – Agregát mazání kulové dráhy

Popis mazání

Z agregátu pumpy, kde jsou 2 zubová čerpadla každé o výkonu 0,50 l/min s nastaveným tlakem 60 bar, je tlačén mazací olej Mogul Intrans 220 přes filtry tlakovou hadicí a ocelovou trůbkou ke 2 progresívním rozdělovačům SX4. Tyto rozdělovače přes soustavu kanálků rozdělují mazivo do 12 – ti vývodů a dopravují ocelovými trůbkami $\phi 8 \times 1 \text{ mm}$ k mazacím místům kulové dráhy. Mazací místa kulové dráhy jsou koncipovaná do boku spodního segmentu, viz obr. 21.

Odvod oleje z kulové dráhy je řešen přepadem do sběrných kanálků po vnitřním i vnějším obvodu spodního kroužku kulové dráhy viz obr. 20 a odtud vývody do hadic $\phi 32 \text{ mm}$, které ústí do sběrné spirálové hadice PU DN 80. Touto hadicí se olej dopraví do sběrné odkalovací nádoby opatřené magnetem na zachycení ocelových špon. Odtud jde zpět do olejové nádoby agregátu.

Technické parametry CLP, ISO VG 220 MOGUL, INTRANS 220

Hustota (při 15 °C): 890 kg/m³

Rozmezí bodu varu: nestanoveno

Bod vzplanutí OK: nad 230 °C

Bod hoření: nad 250 °C

Koncentrační meze výbušnosti: za běžných podmínek netvoří výbušné páry

Rozpustnost ve vodě: nerozpustný

Kinematická viskozita při 40 °C: 198 až 242 mm²/s

Další informace:

Tenze par (při 20 °C): < 0,01 kPa

Teplota vznícení: nad 390 °C

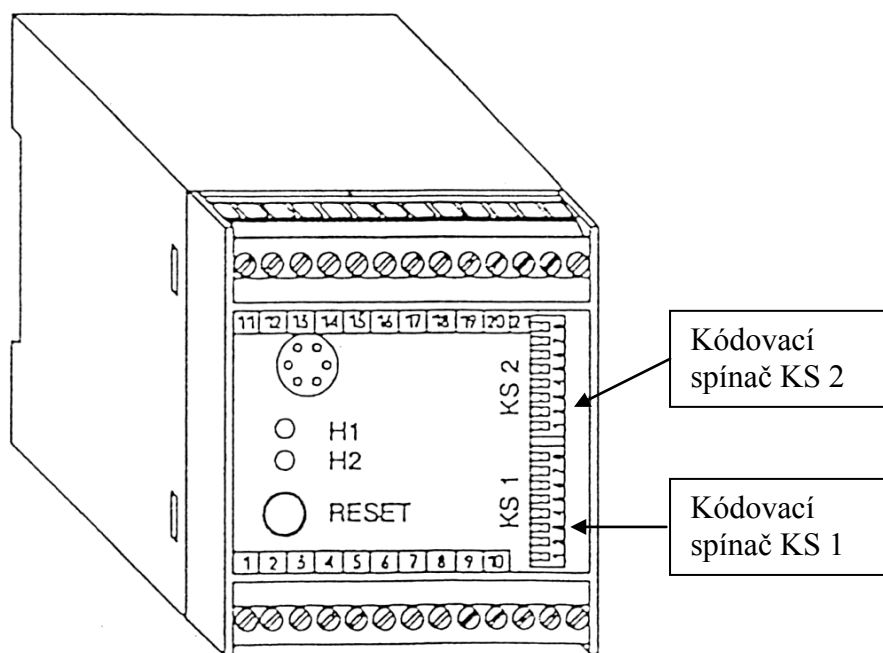
Bod tekutosti: -18 °C

Tabulka 3 – Základní údaje převodového oleje Mogul Intrans 220

| Název | Viskozita při 40°C (mm ² /s) | Viskozitní index | Bod vzplanutí (°C) | Bod tekutosti (°C) |
|-------------------|--------------------------------------------|---------------------|-----------------------|-----------------------|
| Mogul Intrans 220 | 220 | 95 | 235 | -18 |

1. 4 Řídicí jednotka PA - tronic

Všechny tyto centrální mazací systémy by neplnily svoji funkci, kdyby nebyly nějak ovládány. K tomu slouží řídicí jednotky PA – tronic k těmto mazacím systémům od firmy BEKA. Touto jednotkou (soustavou jednotek) lze nastavit doba a četnost mazacích cyklů a tím dosáhnout efektivního mazání součástí stroje.



Obrázek 15 - Řídicí jednotka PA – tronic [dokumentace velkostroje]

Technické údaje – elektro

Napájení

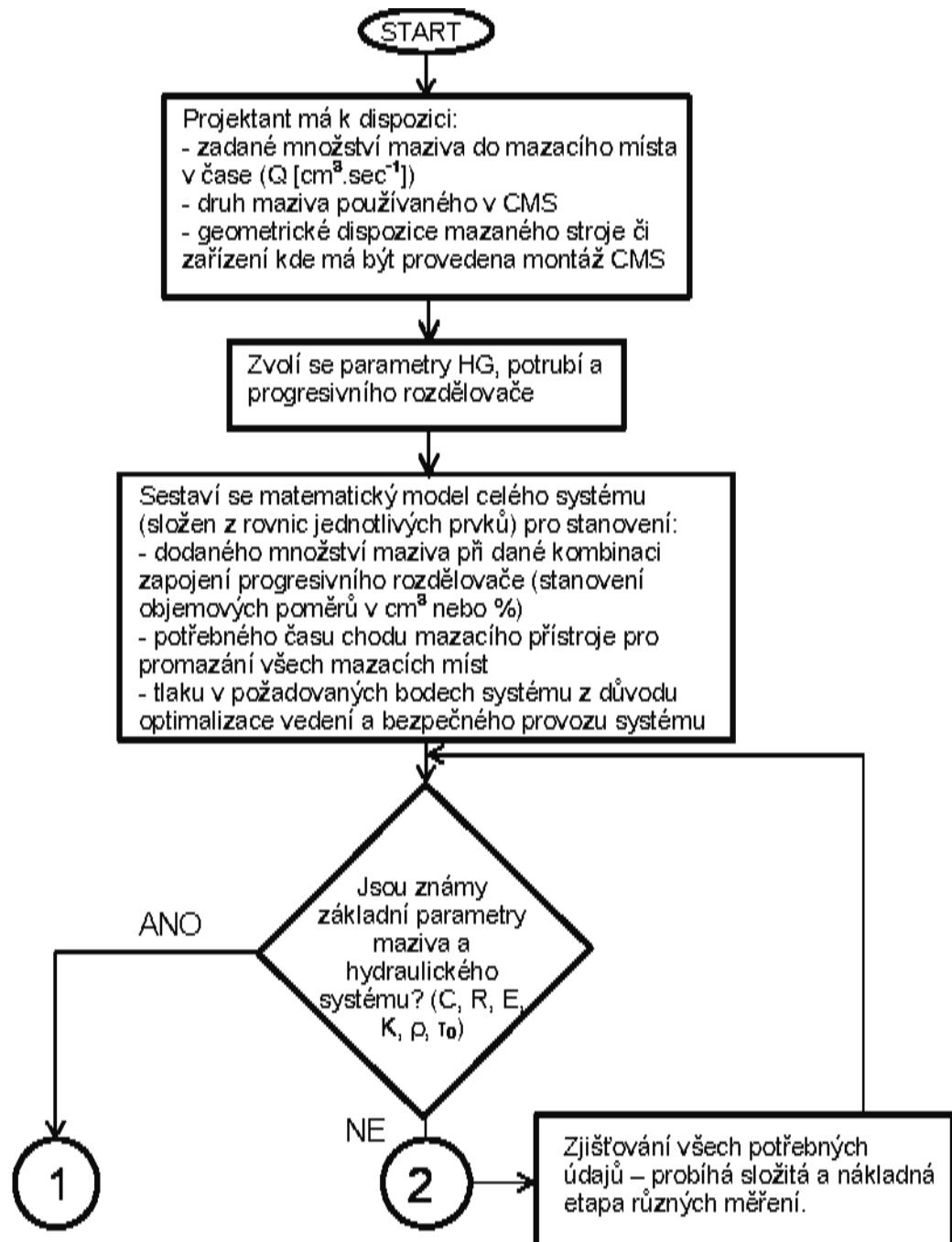
| | | | |
|---------------------------|-----------|------------|-------------|
| Připojovací napětí | 24 V DC | 115 V AC | 230 V AC |
| Dovolené napěťové rozpětí | 18 – 23 V | 90 – 130 V | 190 – 260 V |
| Frekvenční pásmo | | 48 – 63 Hz | 48 – 63 Hz |
| Odběr proudu | 70 mA | 50 mA | 25 mA |
| Odebírací výkon | 1,6 W | 6 VA | 6 VA |

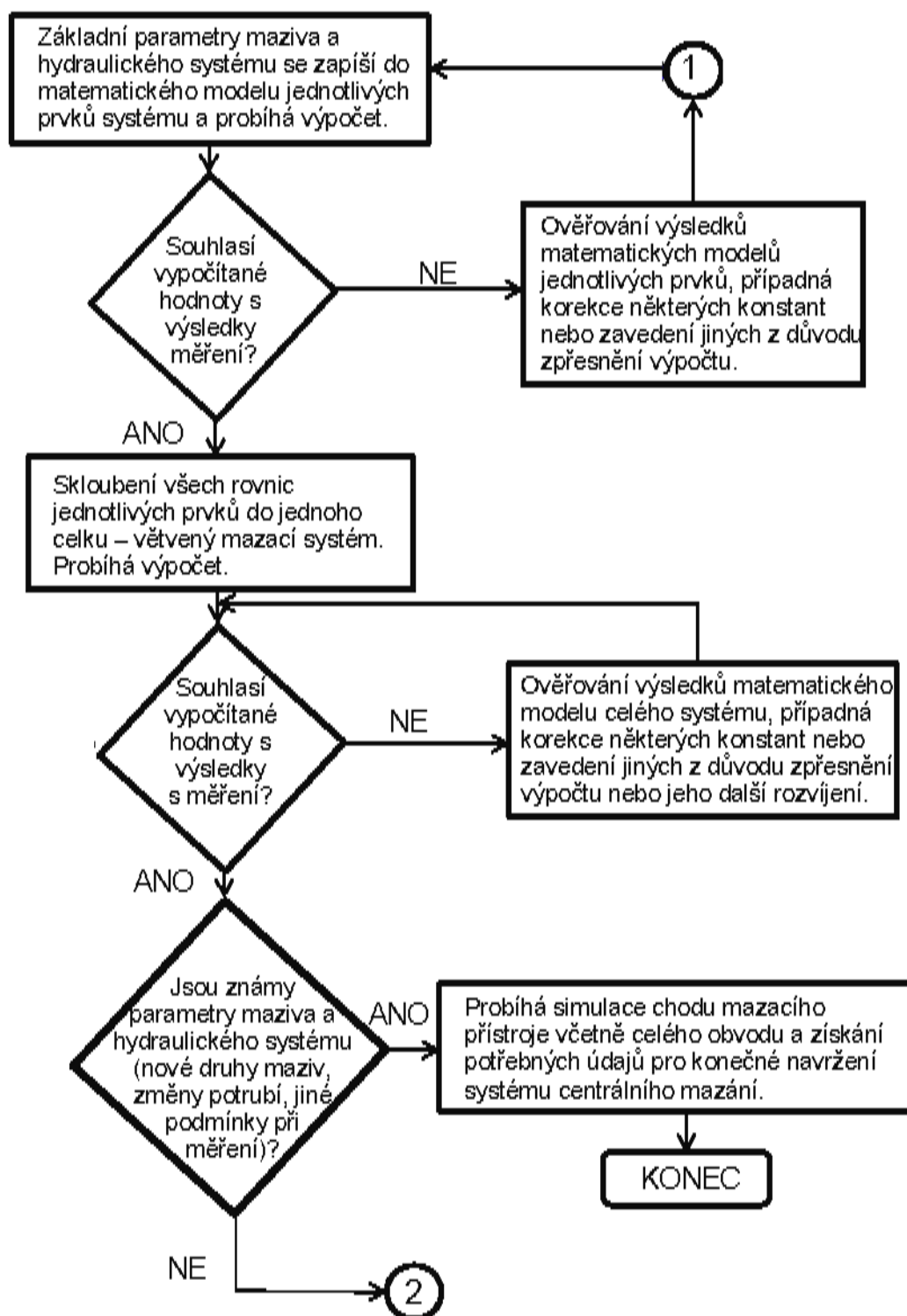
Vstupy B1...B5 a výstupy H1'...H2'

| | |
|----------------------------------------|------------------------------------------------------|
| Řídicí napětí | 24 V DC |
| Řídicí proud na vstupech | 20 mA |
| Celkový přípustný řídicí proud | 80 mA |
| Vstupní signál | bez potenciálu nebo pnp-čidlo |
| Galvanické odpojování všech potenciálů | optospínač |
| Zpoždění signálu | zapnuto > vypnuto = 2 ms vypnuto > zapnuto = 2 ms |

2 Konstrukční řešení mazání

2.1 Stručný vývojový diagram pro postup výpočtu větvených CMS se zaměřením na mazání kulové dráhy





Obrázek 16 – Diagram pro postup výpočtu větvených CMS s progresivním rozdělovačem maziva

Tabulka 4 – Specifikace požadavků

Specifikace požadavků

| Funkce, účinky a funkční parametry: | Podmínka | Přání |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|--------------|
| • Řízené mazání všech mazaných míst, a tím docílená menší spotřeba mazacího média. | X | |
| • Významné zlepšení kvality mazání a využití maziva | X | |
| • Zlepšení mazací spolehlivosti, redukce lidské chyby a selhání. | X | |
| • Samotné prvky CMS technicky propracované jak z hlediska typu osazení na daný stroj či zařízení, tak z hlediska minimálních nákladů na výrobu a životnost. | X | |
| • Zajištění řízení a kontrolu chodu CMS pomocí samostatné automatiky nebo přímo začleněním do systému řízení mazaného stroje či zařízení. | X | |
| • Zautomatizování dávkovače maziva tak, aby se mohly uplatnit tam, kde jsou extrémní podmínky pro mazání (např. těžko přístupná mazací místa, prašné, nečisté či vlhké prostředí) | X | |
| Provozní vlivy a podmínky: | | |
| • Prostředí – Vnější pracovní podmínky, velmi vysoká prašnost | X | |
| • Geologické podmínky – Těžké geologické podmínky | X | |
| • Klimatické podmínky – Kontinentální podnebí, značné teplotní rozdíly, teplota -25°C do +35°C | X | |
| • Četnost použití – Nepřetržitý provoz, efektivní doba provozu 5000 provozních hodin/rok | X | |
| • Požadovaná životnost – Celková doba provozu | | X |
| • Údržba – Bezúdržbový provoz, minimální údržba, centrální mazání samostatným okruhem, řízené dávkování v pravidelných cyklech | | X |

| | | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---|---|
| Bezpečnost: | | |
| • Zákon č.22/1997 Sb. O technických požadavcích na výrobky a o změně doplnění zákonů, ve znění pozdějších předpisů. | X | |
| • Nařízení vlády č.176/2008 Sb. o technických požadavcích na strojní zařízení | X | |
| • Vyhláška ČBU č.26/1989 Sb. o bezpečnosti a ochraně zdraví při práci a bezpečnosti provozu při hornické činnosti a činnosti prováděné hornickým způsobem na povrchu, ve znění pozdějších předpisů. | X | |
| Předpisy a normy: | | |
| • Bez porušení patentových práv, užitných vzorů a duševního vlastnictví. | X | |
| • ČSN EN ISO 12100 Bezpečnost strojních zařízení všeobecné zásady pro konstrukci-posouzení snižování rizik (Analýza rizik) | X | |
| • ČSN ISO 11 8013 Norma pro mazací systémy a zařízení | X | |
| Výroba: | | |
| • Kusová výroba | X | |
| Ergonomie: | | |
| • Konstrukční jednoduchost řešení | | X |
| • Přístupnost (možnost kontroly) | X | |
| • Ochrana před znečištěním | X | |
| Manipulace: | | |
| • Možnost jednoduché a rychlé opravy | X | |
| Ekonomie: | | |
| • Vysoké nároky na přesnost výroby | | X |
| • Dlouhá životnost při minimálních nákladech na údržbu | X | |

Konstrukční řešení mazání velkstroje budu nyní aplikovat na centrálním mazacím systému, určenému k mazání kulové dráhy na kolesovém rýpadle SchRS 1550 / 4 x 30, který je mi velice blízký. Toto rýpadlo je provozováno v hnědouhelném dole SD Chomutov a.s. prvního skryvkového řezu DNT Tušimice od roku 2002.



Morfologická matice mazání velkstroje

Tabulka 5 – Morfologické matice mazání velkstroje

| Dílčí funkce | | FUNKČNÍ PRINCIPY / ORGÁNY NOSITELÉ FUNKCÍ | | | | |
|--------------|-------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------|---------------------------|---|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 1 | Způsoby mazání | Mazání olejovou náplní | Mazání samomaznými kluznými ložisky | Mazání pracovní kapalinou | Mazání plastickým mazivem | |
| 2 | Druhy mazání | Ruční mazání | Strojní mazání - Hellios | Centrální mazací systém CMS | | |
| 3 | Mazací medium | Olej | Plastické mazivo | Pracovní kapalina | Olejová mlha | |
| 4 | Dostupnost mazacích míst | Lehko dostupné | Těžko dostupné | Nedostupné | | |
| 5 | Rozvod media k mazacím místům | Každé mazané místo zvlášť | Pomocí progresivních rozdělovačů | Rozváděcími ventily | Pomocí dávkovače | |
| 6 | Regulace mazacích cyklů | Vlivem lidského úsudku | Elektronickou řídicí jednotkou | Mechanickým nastavením | | |
| 7 | Rozvod k mazacím místům | Bez rozvodu - maznice | Potrubím | Hadicemi | Potrubím a hadicemi | |

| Dílčí funkce | | FUNKČNÍ PRINCIPY / ORGÁNY NOSITELÉ FUNKCÍ | | | |
|--------------|------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|--------------------------------------------|----------------------------------------------|-----------------------------------------|
| | | Ruční mazání | Strojní mazání - hellios | Centrální mazací systémy | Mazání samomaznými kluznými ložisky |
| 1 | Kvalita mazání | Nekontrolovatelná | Výborná | Výborná | Namazáno od výrobce s dobrou životností |
| 2 | Obsluha mazání | Podle usouzení obsluhy | Bezobslužná – časté doplňování maziva | Bezobslužná | Bezobslužná |
| 3 | Regulace množství mazacího media dodaného k mazacím místům | Podle posouzení obsluhy | Částečně mechanicky | Elektronicky - výborná | Bez regulace |
| 4 | Úspora mazacího media | Střední | Nizká | Vysoká | --- |
| 5 | Vliv na ekologii | Ekologické | Nízko ekologické | Ekologické | Ekologické |
| 6 | Cena zařízení | Minimální náklady | Prvopočátečně vysoká, poté nevhodný provoz | Prvopočátečně vysoká, poté hospodárny provoz | Vysoká z důsledku životnosti maziva |

Stanovení orgánové struktury

| Orgánové struktury | 4 | 1 |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Orgány/nositelé funkcí vyhovují všem kombinacím hlavních funkcí | Čerpadlo v plně automatickém cyklu dopravuje mazivo z centrálního zásobníku potrubním rozvodem k mazaným místům prostřednictvím dávkovacích nebo rozdělovacích prvků. Intervaly a množství lze přizpůsobit seřízením dávkovacích pístků. Tím se snižuje tření a opotřebení, prodlužuje se výrazně životnost mazaných součástí. | Mazivo dodávané elektrickým čerpadlem rozděluje do jednotlivých mazaných míst, bez závislosti na protitlacích, progresivní rozdělovače, a ty dělí mazivo v přesných dávkách k mazaným místům. Mazivo je progresivním rozdělovačem děleno postupně na dávky k jednotlivým mazaným místům pomocí pístů. |
| Hrubé hodnocení (známky 1- 5, přičemž 1 – je nejlepší hodnocení). Všechna známkováná kritéria mají stejnou váhu. | | |
| TECHNICKÉ VÝHODY | Spolehlivost namazání i těžce přístupných mazaných míst, žádné mazací místo není opomenuto, horší kontrola vniknutí nečistot do mazacího místa během mazání, po seřízení obстоjné dávkování v krátkých intervalech, někdy na úkor přemazání mazacího místa. 3 | Spolehlivost namazání i těžce přístupných mazaných míst, žádné mazací místo není opomenuto, minimalizace možnosti vniknutí nečistot do mazacího místa během mazání, přesné dávkování v krátkých a nastavitelných intervalech (nedochází k nedomazání nebo přemazání) převážně během provozu, prodloužení životnosti mazaných míst. 2 |
| NÁKLADY NA VÝROBU | Zvýšené nároky na seřízení rozdělovacích pístků 3 | Mimořádně náročná výroba progresivních rozdělovačů 3 |
| NÁKLADY NA ÚDRŽBU A PROVOZ | Větší spotřeba mazacího media, častá poruchovost, běžná údržba 3 | Kvalitní a šetrné mazání, běžná údržba 1 |
| CELKOVÉ POŘADÍ | 2 | 1 |

Obrázek 17 – Stanovení orgánové struktury

Těmito morfologickými maticemi jsem si ujednotil typ mazání kulové dráhy. Dospěl jsem názoru, že nejlepším a nejekonomičtějším způsobem mazání kulové dráhy je navržení centrálního mazacího systému s použitím oleje jako jediného maziva.

K tomuto rozhodnutí jsem přihlédl i fakt, že kolesové rýpadlo SchRS 1550 / 4 × 30 je projektováno výhradně pro dobývání kontraktem stanoveného typu materiálu:

- Jíl, jílovec s hustotou 1,8 t/bm³ a s násypnou hmotností 1,5 t/m³
- Se součinitelem nakypření 1,2
- S teoretickou výkonností až 8 250 t/h

Druh těženého materiálu a tím spojené silové zatížení kulové dráhy umožňuje použít jako mazadlo olej. Pokud by se jednalo o hutnější těžní materiál, např. v dolních patrech skrývky nebo sloje uhlí, muselo by se použít plastické mazivo, které snese mnohem větší zatížení.

Mazadlo se bude dopravovat pomocí hydroagregátu přes rozdělovače do všech dvanácti segmentů kulové dráhy, z důvodu dostatečného zásobení mazivem a zpětně přepadem přes odtokové kanálky a odkalové filtry do nádrže agregátu.

2. 2 Konstrukční návrh centrálního mazání na vybraném velkstroji

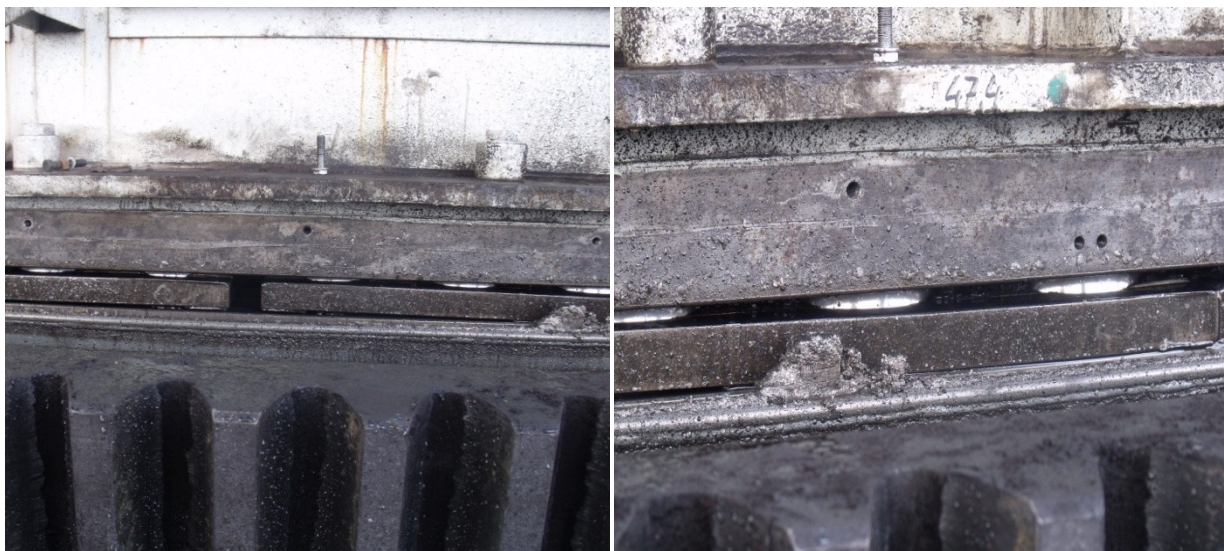
V tomto případě je k mazání kulové dráhy použito centrálního mazacího systému. Jedná se oběhové olejové mazání s použitím oleje MOGUL, INTRANS 220.

Kulová dráha s ozubeným věncem je součástí zařízení otoče kolesového rýpadla, které slouží k technologickému pohybu, tj. otáčení horní stavby s kolesovým a vyvažovacím výložníkem včetně příslušenství v rozsahu 320°.

Otočná horní stavba je uložena prostřednictvím otočné plošiny s kulovou dráhou na housenicovém podvozku. Pohon otoče se skládá ze dvou poháněcích jednotek, z nichž každý má dva výstupní pastorky zasahující do ozubeného věnce upevněného na plošině podvozku. Ozubený věnec má vnější ozubení. Kulová dráha a ozubený věnec jsou chráněny kruhovým krytem proti znečištění a vlhkosti.

Popis kulové dráhy:

Kulová dráha – se skládá z horního a spodního kroužku zhotoveného z ušlechtilé oceli. Horní i spodní kroužek kulové dráhy je složen z 12 – ti segmentů, které jsou uchyceny k nosníkům šrouby s předepsaným utahovacím momentem. Oba kroužky jsou pro dodržení nivelity podlity speciální pryskyřicí. 243 koulí o $\phi 150 \text{ mm}$ je uloženo ve vodících klecích mezi oběma kroužky udržující konstantní rozteč koulí v kulové dráze. Koule jsou do kulové dráhy vloženy dle předpisu výrobce rýpadla a nemohou být libovolně zaměňovány za jiné nebo vzájemně mezi sebou. Konstrukce kulové dráhy umožňuje případnou výměnu vadných koulí ve dvou výřezech v horním kroužku bez nadzvednutí horní stavby rýpadla.

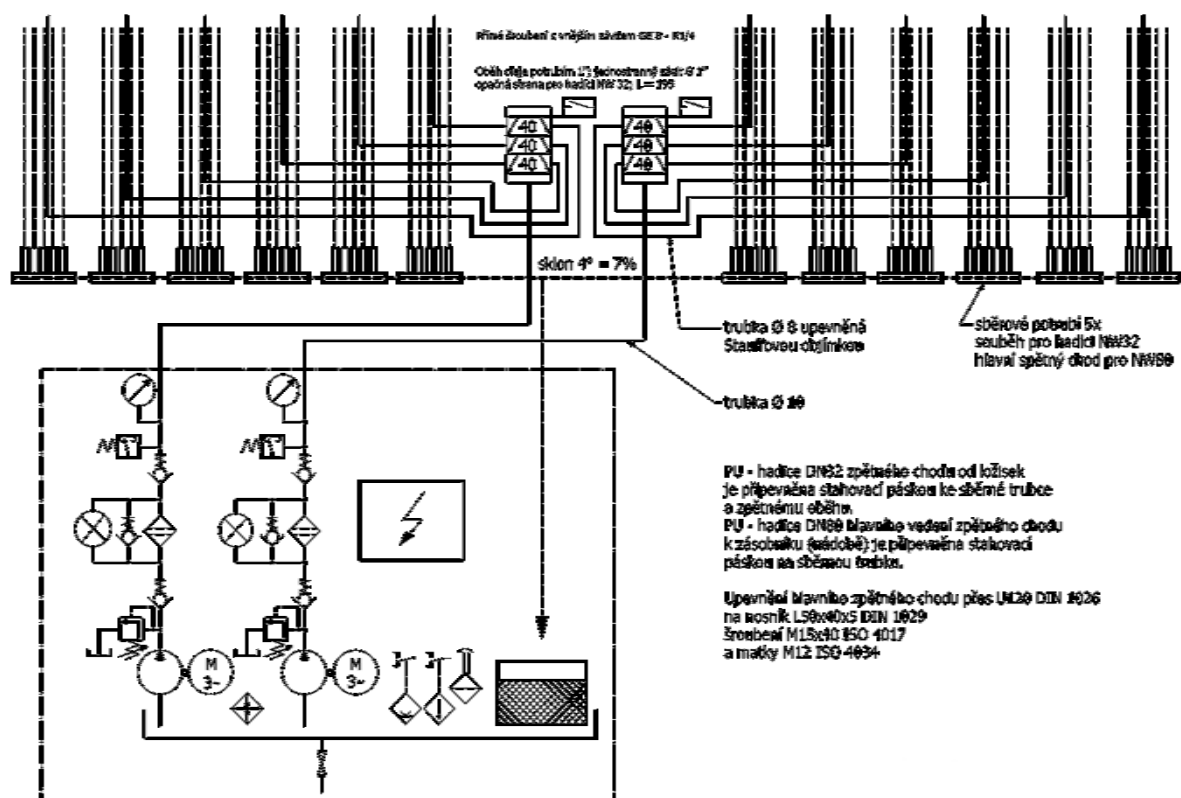


Obrázek 18 - Polootevřená kulová dráha při čištění odtokového žlabu olejového mazání.

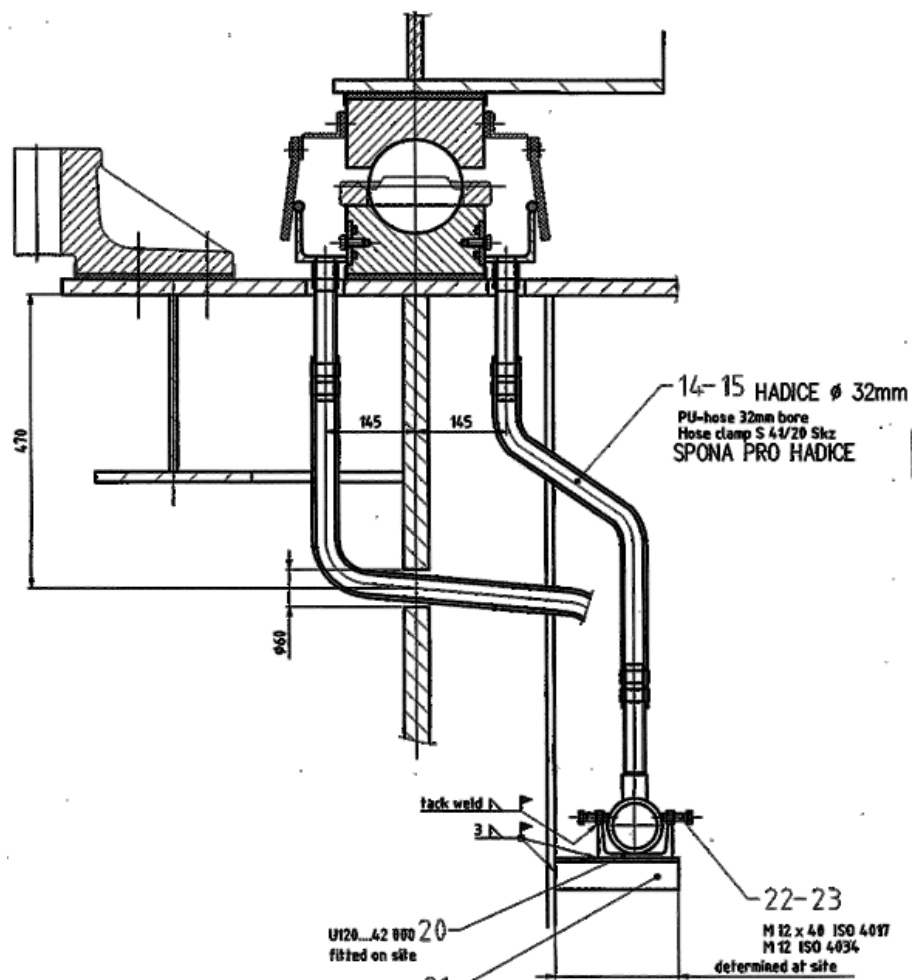
Popis mazání:

Z agregátu pumpy, kde jsou dvě zubová čerpadla každé o výkonu 0,50 l/min s nastaveným zpětným ventilem tlakem 60 bar, je tlačén mazací olej Mogul Intrans 220 přes filtr tlakovou hadicí a ocelovou trubicou ke dvěma progresivním rozdělovačům SX4. Tyto rozdělovače přes soustavu kanálků rozdělují mazivo do 12ti vývodů ke každému segmentu a dopravují ocelovými trubicami $\phi 8 \times 1 \text{ mm}$ k mazacím místům kulové dráhy. Mazací místa kulové dráhy jsou koncipovaná do boku spodního segmentu, viz obr. 21.

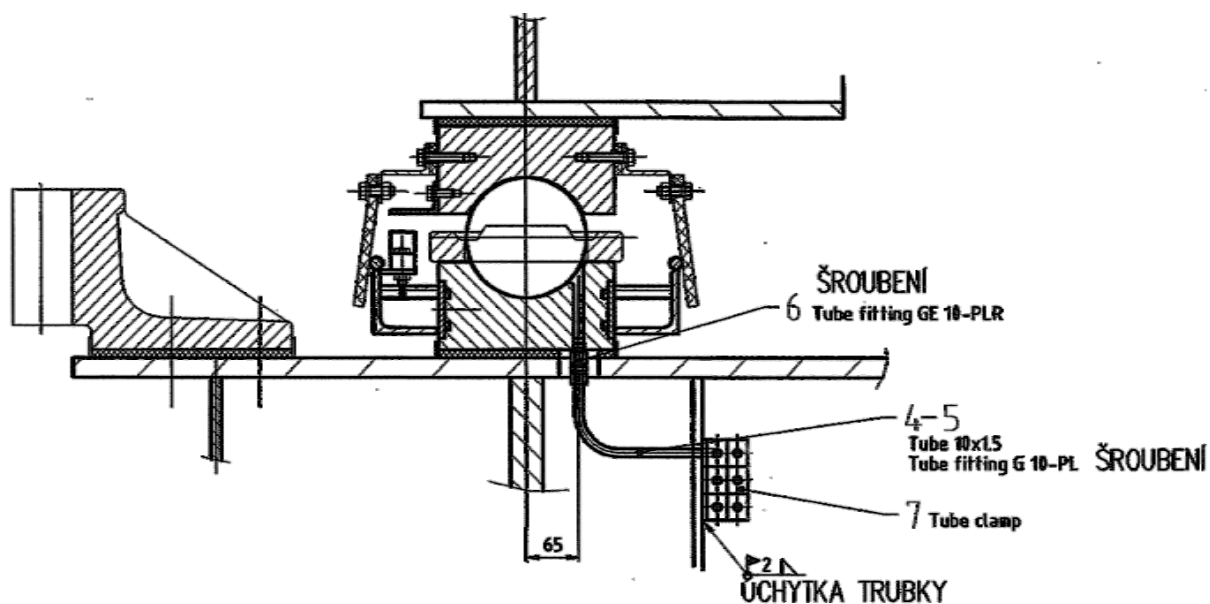
Odvod oleje z kulové dráhy je řešen přepadem do sběrných kanálků po vnitřním i vnějším obvodu spodního kroužku kulové dráhy viz obr. 20 a odtud vývody do hadic $\phi 32 \text{ mm}$, které ústí do sběrné spirálové hadice PU DN 80. Touto hadicí se olej dopraví do sběrné nádoby opatřené magnetem na zachycení ocelových špon. Odtud jde zpět do olejové nádoby agregátu.



Obrázek 19 – Hydraulické schéma centrálního mazacího systému kulové dráhy



Obrázek 20 - Odvod oleje z kulové dráhy zpět do nádrže [dokumentace velkostroje]



Obrázek 21 - Přívod mazání do kulové dráhy [dokumentace velkostroje]

2.3 Technické parametry agregátu mazání kulové dráhy:

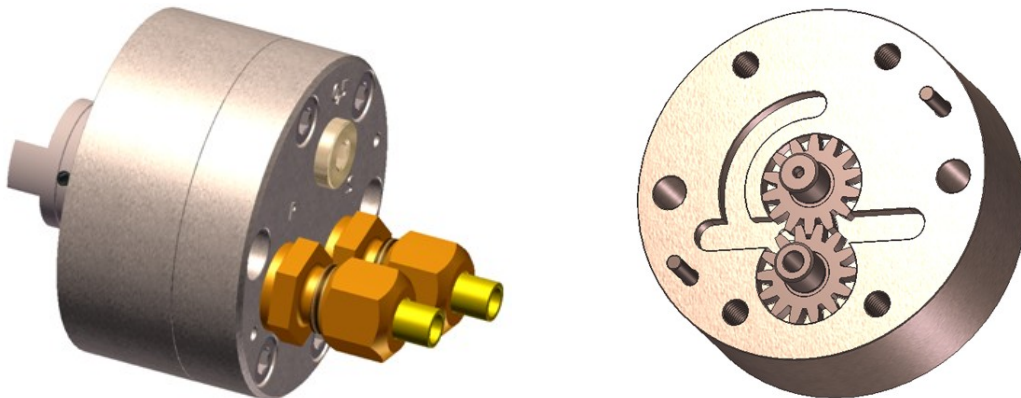
2.3.1 Agregát pumpy:



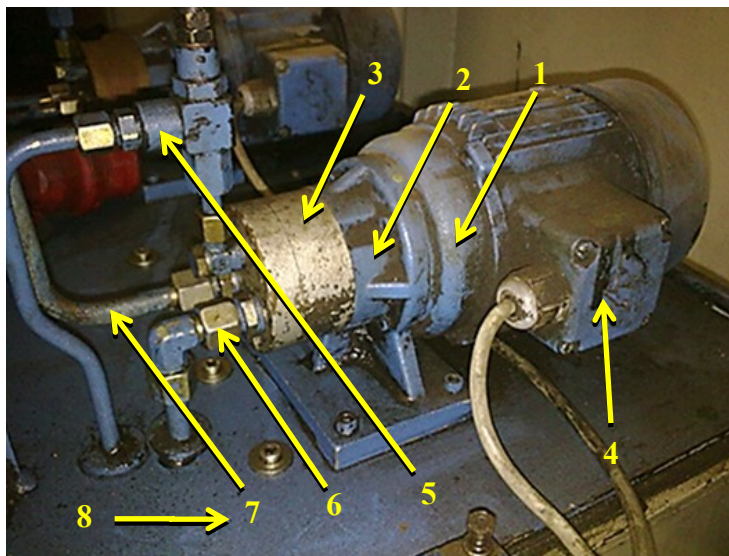
- nádoba 250 l se zpětným chodem a kontrolou hladiny
- ukazatel výšky hladiny oleje s uzávěrem
- plnicí filtr TLFII 3-40
- olejový výpustný kohout G1
- trubka ponorného ohříváče oleje s 3fázovým ohříváčem 1,45 kW – 400 V, L = 600 mm
- regulátor teploty
- hladinový spínač MAM 713 LTS, X = 500 mm, O = 460 mm
- agregát zubové pumpy Q = 0,50 l/min s tlakovým ventilem 60 bar
- Motor 230/400V 50 Hz; 0,25 kW; ISO třída F
- dvojité filtr, přepínací s otvorem síta 25 μ m
- manometr 63/...100 bar/glycerin G 1/4

Obrázek 22 – Agregát mazání kulové dráhy

2.3.2 Čerpadlo s motorem:



Obrázek 23 – Zubové čerpadlo s průtokem 0,5 l/min



- 1) motor 230/400 V 50 Hz; 0,25 kW ISO třída F
- 2) uložení s pružnou spojkou
- 3) zubové čerpadlo
- 4) svorkovnice 400V
- 5) regulační pojistný ventil
- 6) sací potrubí z nádrže
- 7) výstupní potrubí k filtrům
- 8) olejová nádrž 250 l

Obrázek 24 – Uložení zubového čerpadla

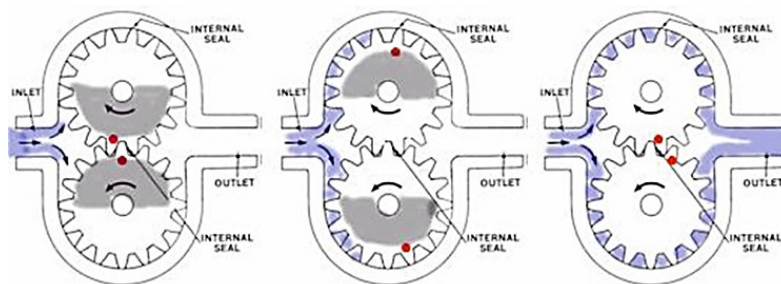
Jedním z principů v průmyslu nejvyžívanějších pro čerpadla různých velikostí je tzv. zubové čerpadlo. Jeho základním principem je „přenášení“ malých dávek tekutiny či pasty v prostorách mezi zuby jednoho či více ozubených kol otáčejících se v uzavřené „komoře“ se vstupem a výstupem čerpaného produktu. Proto ten název.

Obecně je zubovým čerpadlům vlastní schopnost přesného dávkování čerpaného produktu díky znalosti počtu a velikosti zubů ozubených kol, tedy velikosti a počtu vzniklých „komůrek“. Lze tedy spočítat, jaký objem produktu je ústrojím čerpadla přenesen během jedné otáčky jeho poháněcí hřídele. Pomocí sledování počtu otáček a rychlosti otáčení pak lze docela přesně regulovat průtok i čerpaný objem.

Funkce a konstrukce zubového čerpadla:

Zubová čerpadla s vnějším ozubením fungují na principu dvou navzájem identických rotujících ozubených kol, jejichž ozubení na sací straně vychází ze společného záběru a proti stěnám pouzdra čerpadla vytváří prázdné kapsy. S využitím atmosferického tlaku dochází k jejich plnění médiem. V těchto kapsách dochází k transportu čerpaného média od sací části, okolo vnějšího obvodu komory, až do výtlaku čerpadla a poté se ozubená kola dostávají opět do vzájemného záběru a generují tak potřebný tlak.

Ozubená kola jsou uložena na obou stranách hřídele v ložiscích a díky tomu jsou tato čerpadla schopna vyvinout velmi vysoké tlaky (až 200 barů) při otáčkách pohonu obvykle 1500 až 3500 ot./min (malá čerpadla) či do 700 ot./min. u velkých čerpadel. Aby nedocházelo k „přelévání“ kapaliny mezi zuby, je nutné při výrobě dodržet velmi malé výrobní tolerance. Čím větší tlaky mají být generovány, tím přesněji musí být čerpadlo vyrobeno. Díky tomu naopak nejsou vhodná pro abrazivní nebo vysokoteplotní produkty.



Obrázek 25 – Jednotlivé fáze funkce zubového čerpadla s vnějším ozubením.

Výhody:

- vhodný pro vysoké rychlosti
- vhodný pro vysoké tlaky
- plynulý průtok a přesné dávkování
- málo namáhaných částí
- relativně tichý provoz (zvláště u šnekového provedení)
- možnost přizpůsobení konstrukce různým produktům

Nevýhody:

- ložiska se nacházejí v kontaktu s čerpaným produktem
- nelze přepravovat sypké materiály
- pevné a nutně malé tolerance
- vhodné jen pro malé a střední průtoky

2.3.3 Motor 230/400V 50 Hz; 0,25 kW; ISO třída F:

Tabulka 6 – Technické parametry elektromotoru

| Jmen. výkon | Velikost | Objednací číslo | Otáčky | Parametry při jmenovitém výkonu | | | | Poměrný záběrný moment Mz/Mn | Poměrný záběrný proud Ik/In | Poměrný moment zvratu Mmax/Mn | Momentová třída | Momentová charakteristika Diagram č. | Moment setrvačnosti J | Hmotnost | |
|--------------------------------------|----------------|-----------------|-------------------|---------------------------------------------------|---------------|-----------------|------------------|---------------------------------|--------------------------------|----------------------------------|-----------------|-----------------------------------------|--------------------------|-------------------|---------------------------------|
| | | | | Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže | Účinnost η | Účinnost 75% | Účinník cos φ | | | | | | | | Jmenovitý proud při 400 V |
| 4-pól, 1500 min ⁻¹ , 50Hz | | | | | | | | | | | | | | | |
| kW | | | min ⁻¹ | % | % | | A | N m | - | - | - | KL | (str. 15) | kg m ² | kg |
| 0.37 71 | 1LA7 073-4AB.. | 1370 | 65 | 65 | 0.80 | 1.03 | 2.5 | 1.9 | 3.3 | 2.1 | 13 | 12 | 0.0008 | 6.0 | |

Mechanické údaje:

Momentová pásma

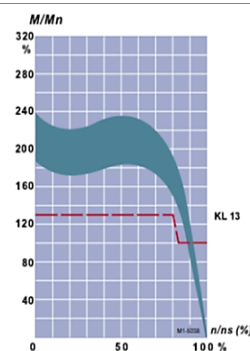
Jmenovitý krouticí moment na hřídeli se vypočte:

$$M = 9,55 \cdot P \cdot 1000 \cdot n$$

P – jmenovitý výkon [kW]

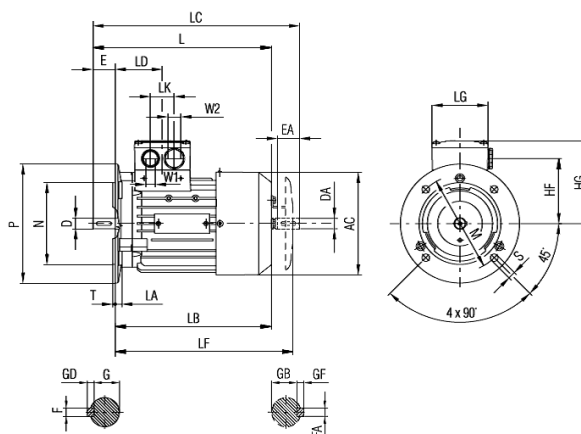
n – otáčky [min⁻¹]

Liší-li se napětí od jmenovité hodnoty v rámci dovoleného rozsahu, pak se záběrový moment, nejmenší rozběhový moment a moment zvratu mění přibližně kvadraticky, záběrový proud lineárně. U motorů s kotvou nakrátko je záběrový moment a moment zvratu udán v tabulkách jako násobek jmenovitého momentu. Motory s kotvou nakrátko jsou přednostně spouštěny přímým zapnutím. Klasifikace momentu ukazuje, že při přímém zapnutí i při úbytku napětí -5% je možný rozběh proti zátěžnému momentu až do 130% jmenovitého krouticího momentu. Diagram ukazuje jen typický průběh.



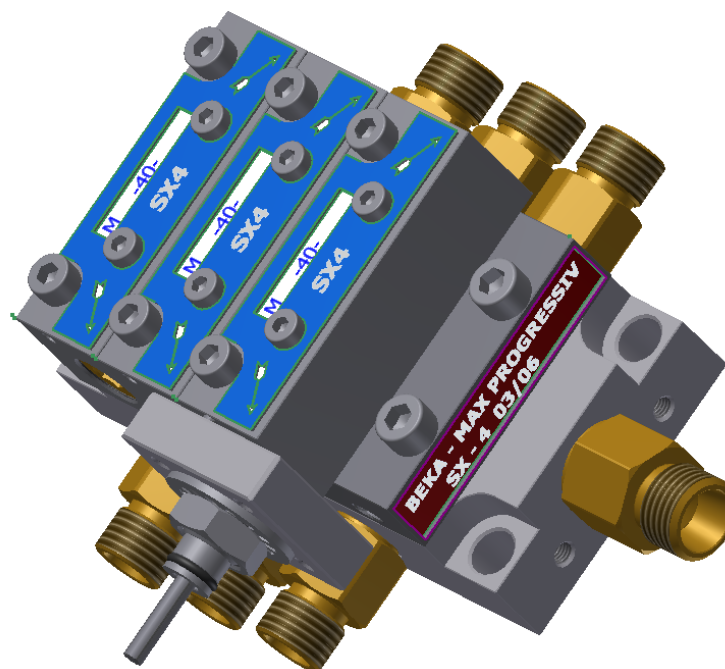
Obrázek 26 –
Momentová
charakteristika

Rozměry elektromotoru:



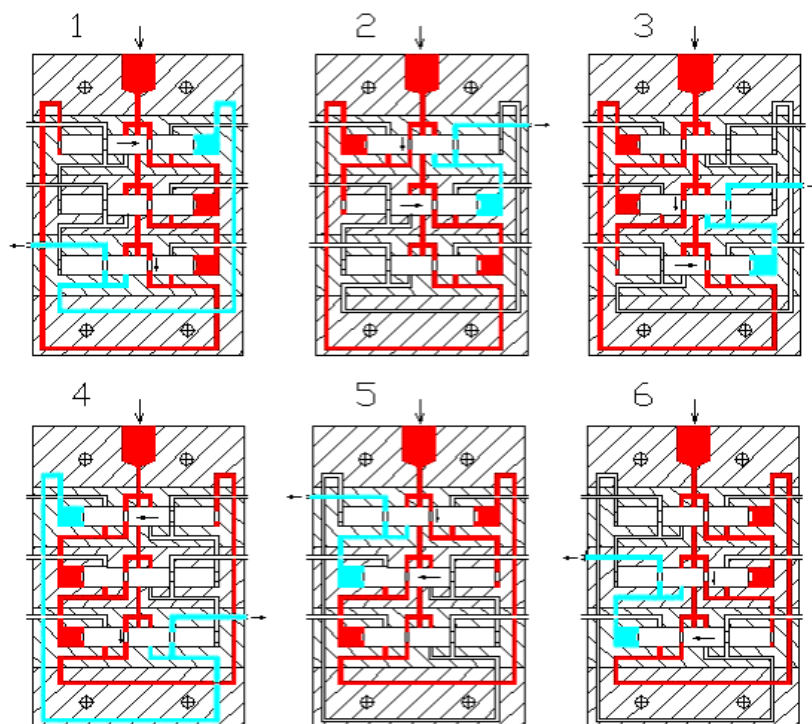
| Velikost | Velikost příruby | AC | HF | HG | L* ¹ | LA | LB* ¹ | LC | LD | LF | LG | LK | M | N | |
|----------|---------------------|-----|------|---------|-----------------|----|------------------|-----|------|-----|----|----|-----|-----|----|
| 71 | FF130 | 139 | 87,5 | 111 | 240 | 9 | 210 | 278 | 63,5 | 239 | 75 | 32 | 130 | 110 | |
| Velikost | P | S | T | W1 | W2 | D | DA | E | EA | F | FA | G | GB | GD | GF |
| 71 | 160 | 10 | 3 5 | M13x1 5 | M25x1 5 | 14 | 14 | 30 | 30 | 5 | 5 | 11 | 11 | 5 | 5 |

2.3.4 Progresivní rozdělovač SX4:



Obrázek 27 - Progresivní rozdělovač SX4 od firmy BEKA – MAX

Progresivní rozdělovač slouží k dávkování maziva dodávaného ve vhodném režimu mazacím přístrojem do mazacích míst nebo k dalšímu rozdělovači. Progresivní rozdělovač je pasivní součást mazacího obvodu (do činnosti se uvede až zvýšením tlaku maziva na jeho vstupu).



Obrázek 28 - Princip funkce progresivního rozdělovače

Funkce progresivního rozdělovače:

Pokud jsou pístky v poloze vlevo (obr. 28 - 1), tak je otevřen přívod maziva (obr. 29 - m) do levého pracovního prostoru pístku vlevo první sekce (obr. 29 - a) a vývod 3 (obr. 28) z pracovního prostoru pístku vpravo první sekce (obr. 29 - d), přiváděné mazivo (červená barva) začne posunovat pístkem 1 doprava a ten vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 3 (obr. 28).

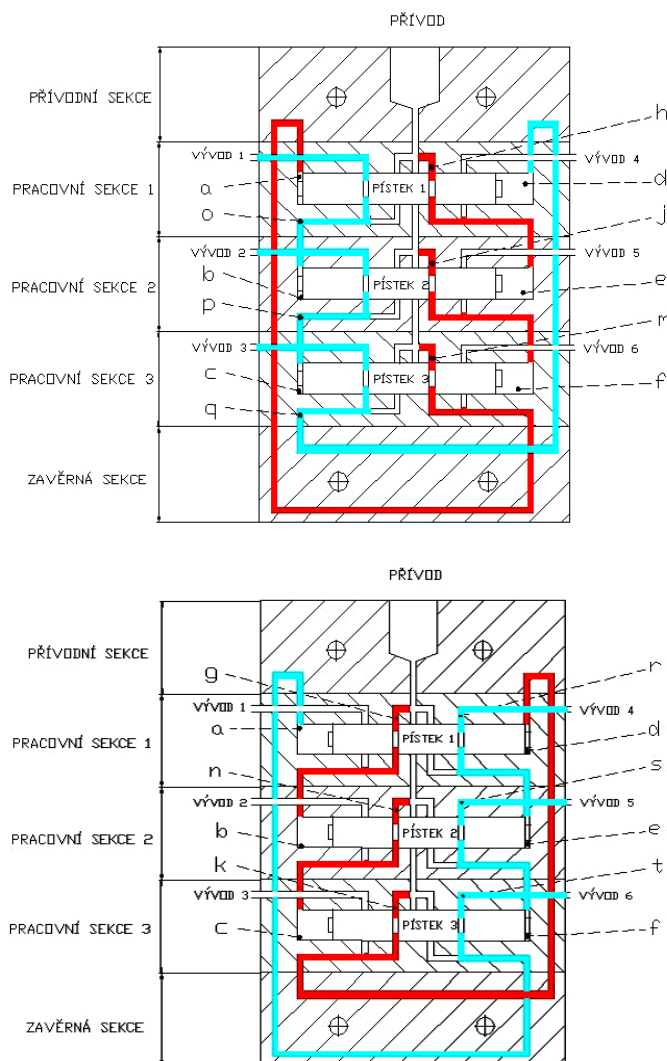
Když pístek 1 dorazí do krajní polohy (obr. 28 - 2), otevře se přívod (obr. 29 - g) k pracovnímu prostoru pístku vlevo druhé sekce (obr. 29 - b) a vývod 1a (obr. 28) z pracovního prostoru pístku vpravo druhé sekce (obr. 29 - e) – poté přiváděné mazivo (červená barva) začne pohybovat pístkem 2 doprava a ten vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 1a (obr. 28).

Pokud pístek 2 dorazí do mezní polohy (obr. 28 - 3), otevře se přívod (obr. 29 - n) k pracovnímu prostoru pístku vlevo třetí sekce (obr. 29 - c) a vývod 2a (obr. 28) z pracovního prostoru pístku vpravo třetí sekce (obr. 29 - f) – poté přiváděné mazivo (červená barva) začne pohybovat pístkem 3 doprava a ten vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 2a (obr. 28).

Když pístek 3 dorazí do mezní polohy (obr. 28 - 4), otevře se přívod (obr. 29 - k) k pracovnímu prostoru pístku vpravo první sekce (obr. 29 - d) a vývod 3a (obr. 28) z pracovního prostoru pístku vlevo první sekce (obr. 29 - a) – poté přiváděné mazivo (červená barva) začne pohybovat pístkem 1 doleva a ten vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 3a (obr. 28).

Pokud pístek 1 dorazí do mezní polohy (obr. 28 - 5), otevře se přívod (obr. 29 - h) k pracovnímu prostoru pístku vpravo druhé sekce (obr. 29 - e) a vývod 1b (obr. 28) z pracovního prostoru pístku vlevo druhé sekce (obr. 29 - b) – poté přiváděné mazivo (červená barva) začne pohybovat pístkem 2 doleva a ten vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 1b (obr. 28).

Když pístek 2 dorazí do mezní polohy (obr. 28 - 6), otevře se přívod (obr. 29 - j) k pracovnímu prostoru pístku vpravo třetí sekce (obr. 29 - f) a vývod 2b (obr. 28) z pracovního prostoru pístku vlevo třetí sekce (obr. 29 - c) – poté přiváděné mazivo (červená barva) začne pohybovat pístkem 3 doleva a tím vytlačuje mazivo (modrá barva) vývodem 2b (obr. 28). Když dorazí pístek 3 do krajní polohy (obr. 28 - 1), celý cyklus se opakuje.



- a) pracovní prostor píستku vlevo první sekce
- b) pracovní prostor píستku vlevo druhé sekce
- c) pracovní prostor píستku vlevo třetí sekce
- d) pracovní prostor píستku vpravo první sekce
- e) pracovní prostor píستku vpravo druhé sekce
- f) pracovní prostor píستku vpravo třetí sekce
- g) přívod do pracovního prostoru píستku vlevo druhé sekce
- h) přívod do pracovního prostoru píستku vpravo druhé sekce
- i) přívod do pracovního prostoru píستku vpravo třetí sekce
- j) přívod do levého pracovního prostoru první sekce
- k) přívod do pravého pracovního prostoru první sekce
- l) přívod do pracovního prostoru píستku vlevo první sekce

Obrázek 29 – Progresivní rozdělovač maziva – označení jednotlivých prostor

- o** – vývod z levého pracovního prostoru píستku druhé sekce
- p** – vývod z levého pracovního prostoru píستku třetí sekce
- q** – vývod z pravého pracovního prostoru píستku první sekce
- r** – vývod z pravého pracovního prostoru píستku druhé sekce
- s** – vývod z pravého pracovního prostoru píستku třetí sekce
- t** – vývod z levého pracovního prostoru píستku první sekce

3 Základní výpočet výkonu pohonné jednotky pro mazání kulové dráhy rýpadla

3.1 Základní výpočet zubového čerpadla

Výpočet oběhového tlakového mazání kulové dráhy kolesového rýpadla SchRS 1550 / 4 × 30.

3.1.1 Maximální zatížení koulí kulové dráhy:

Hodnoty SchRS 1550:

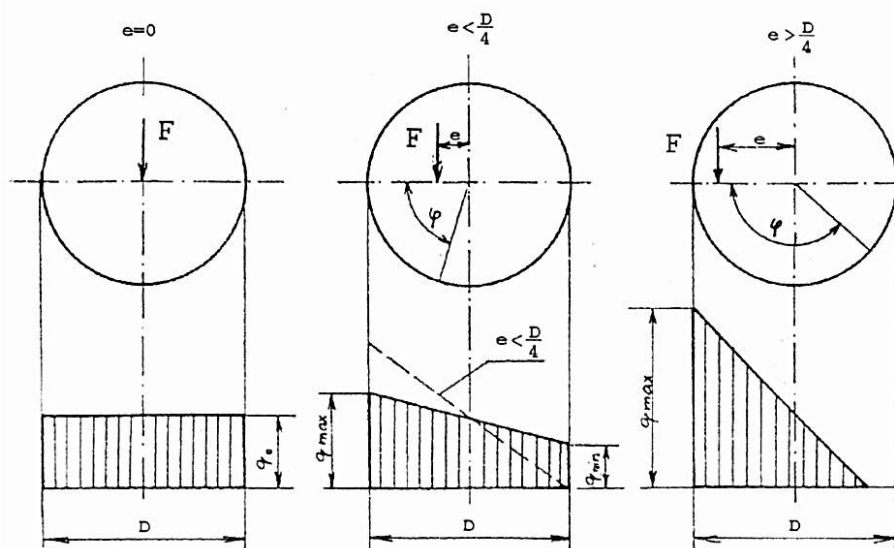
Hmotnost horní stavby, naměřená 2. 7. 2013 firmou DAP Centrum, s.r.o. ≈ 1690 t

Počet koulí kulové dráhy – 243 ks

Střední průměr kulové dráhy – 15 200 mm

Provedení rozteče koulí – klece

U kulové dráhy lze podle působiště zatížení uvažovat následující zatěžovací případy.



Obrázek 30 – Způsoby zatížení kulové dráhy [7]

Centrické zatížení ($e = 0$), za předpokladu tuhosti horního a spodního prstence je měrné zatížení kulové dráhy (ΔF) dáno vztahem:

$$F_s = \frac{F_t}{N \cdot S_k} = \frac{m \cdot g}{N \cdot S_k} = \frac{1\,690\,000 \cdot 9,81}{243 \cdot (0,15 \cdot 1,4)} = 325 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1} \quad [3.01]$$

Kde:

F_t = tíhová síla otočné části [kN]

N = počet koulí [ks]

$S_k = d \cdot t$ = rozteč koulí [m]

d = průměr koule [m]

t = součinitel provedení rozteče koulí (1,4 – klece) [m]

3.1.2 Zatížení na jednu kouli:

$$F_k = F_s \cdot S_k = 325\,000 \cdot (0,15 \cdot 1,4) \cong 68\,kN \quad [3.02]$$

Nebo:

$$F_k = \frac{F_t}{N} = \frac{m \cdot g}{N} = \frac{1\,690\,000 \cdot 9,81}{243} \cong 68\,kN \quad [3.03]$$

Zatížení koulí je bodové se zatížením 68 kN na jednu kouli a proto je vhodným řešením použití mazacího oleje s viskozitou 220 mm²/s. V tomto výpočtu budu vycházet s parametry mazacího oleje MOGUL, INTRANS 220, který má kinematickou viskozitu při teplotě 40° C 198 – 242 mm²/s.

3. 2 Technické parametry CLP, ISO VG 220 MOGUL, INTRANS 220:**Popis:**

Je určen zejména k mazání všech typů průmyslových převodovek, obzvláště namáhaných převodovek s vysokými tlaky v ozubení. Je vhodný jak pro převody valivé (čelní a kuželová soukolí), tak i pro převody šroubové (šnekové aj.). Používá se i k mazání ložisek a dalších pohyblivých strojních částí, zejména tehdy, požadují-li se vynikající vysokotlakové vlastnosti oleje. Výhodné je jeho použití i v oběhových mazacích soustavách, zvláště v případech, kdy se požaduje vynikající mazací schopnost a výborná chemická stálost oleje.

Parametry:

Hustota (při 15° C): 890 kg/m³

Rozmezí bodu varu: nestanoveno

Bod vzplanutí OK: nad 230° C

Bod hoření: nad 250° C

Koncentrační meze výbušnosti: za běžných podmínek netvoří výbušné páry

Rozpustnost ve vodě: nerozpustný

Kinematická viskozita při 40° C: 198 až 242 mm²/s

Další informace:

Tenze par (při 20°C): < 0,01 kPa

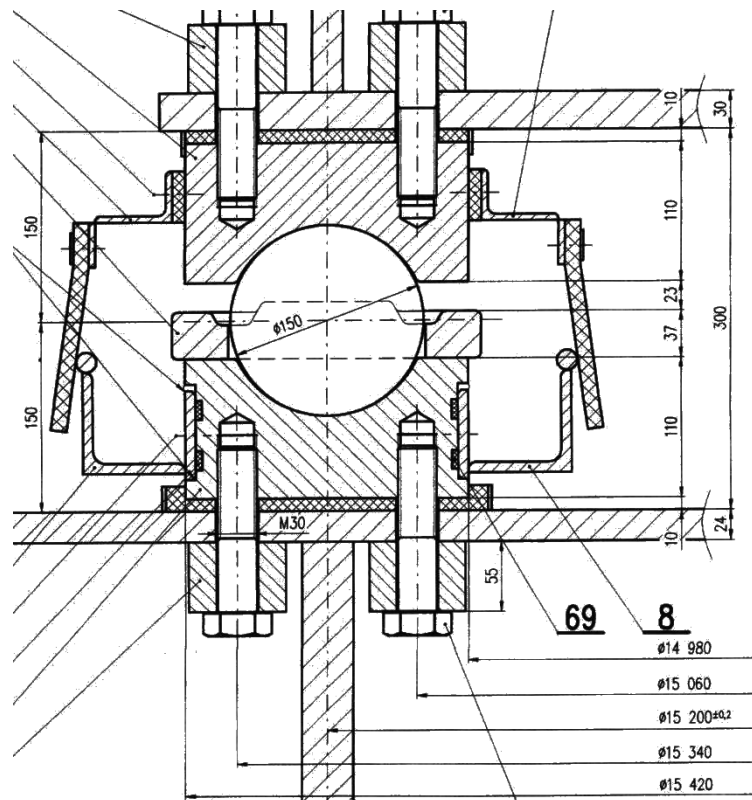
Teplota vznícení: nad 390° C

Bod tekutosti: -18° C

Tabulka 7 – Základní údaje převodového oleje Mogul Intrans 220

| Název | Viskozita při 40°C (mm ² /s) | Viskozitní index | Bod vzplanutí (°C) | Bod tekutosti (°C) |
|--------------------|-----------------------------------------|------------------|--------------------|--------------------|
| Mogul, Intrans 220 | 220 | 95 | 235 | -18 |

3.3 Výpočet množství oleje potřebného k mazání kulové dráhy:



Obrázek 31 – Hlavní rozměry kulové dráhy

3.3.1 Výpočet objemu oleje v kulové dráze:

Hodnoty jsou odečteny z programu CAD Inventor

Plocha žlabu – $P_z = 8\,303\,723\text{ mm}^2$

Plocha koule – $P_k = 70\,686\text{ mm}^2$

Plocha výseče zaoblení žlabu pod vtokem mazacího oleje – $P_v = 920\text{ mm}^2$

Střední obvod kulové dráhy – $O_s = 47\,752\text{ mm}$

Vrstva oleje na plochách kulové dráhy – $V_o = 0,1\text{ mm}$

$$S_k = (2 \cdot P_z \cdot V_o) + (243 \cdot P_k \cdot V_o) + (P_v \cdot O_s)$$

$$S_k = (2 \cdot 8\,303\,723 \cdot 0,1) + (243 \cdot 70\,686 \cdot 0,1) + (920 \cdot 47\,752) = 47\,310\,254\text{ mm}^3$$

$$S_k \approx 47\text{ l} \quad [3.04]$$

3.3.2 Výpočet objemu oleje v přírodním potrubí:

Průměr potrubí – $d = 0,008\text{ m}$

Délka potrubí – $l = 180\text{ m}$

$$S_p = \pi \cdot r^2 \cdot l = \pi \cdot 0,004^2 \cdot 180 = 9,047787 \cdot 10^{-3}\text{ m}^3 \approx 9\text{ l} \quad [3.05]$$

3.3.3 Celkové množství oleje v systému:

$$S = S_k + S_p = 47 + 9 = 56\text{ l} \quad [3.06]$$

3.4 Výpočet ztrát v systému mazání kulové dráhy:

Základní údaje mazání kulové dráhy:

2 × agregát zubové pumpy – $Q = 0,50 \text{ l/min} = 0,000083 \text{ m}^3/\text{s}$

Výstupní tlak – $p_s = 60 \text{ bar} = 6 \text{ MPa} = 6 \times 10^6 \text{ Pa}$

Průměr výtlačného potrubí – $d = 0,008 \text{ m}$

Délka výtlačného potrubí – $L = 2 \times 90 \text{ m}$

Hustota oleje Mogul Intrans 220 - $\rho = 890 \text{ kg/m}^3$

Kinematická viskozita oleje - $\nu = 0,00022 \text{ m}^2/\text{s}$

Pohon agregátu – 2 × motor 230/400 V 50 Hz; 0,25 kW, ISO třída F, 1370 ot/min

3.4.1 Výpočet tlakových ztrát hydraulického odporu:

Ztrátové činitele vřazených odporů

Tabulka 8 – Ztrátové činitele vřazených odporů

| Součást potrubí | ζ | Součást potrubí | ζ |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|-----------------------------------|-----------|
| ohyb trubky $90^\circ R/d = 3$ hladký | 0,5 | ventil normální | 5 – 8 |
| koleno hladké $R/d = 1$ | 1,0 – 2,0 | ventil se zlepšeným průtokem | 3,5 – 6,0 |
| T – kus nebo navařené hrdlo při proudění přímo | 0,6 – 1,0 | ventil se šikmým vřetenem | 2,5 – 1,4 |
| T – kus nebo navařené hrdlo při proudění do odbočky | 1,1 – 1,5 | ventil nárožní | 3 – 6 |
| navarované hrdlo při proudění do odbočky | 1,8 | šoupátko nezúžené | 0,2 – 0,7 |
| náhlé zmenšení průměru | 0,2 – 0,5 | zpětný ventil | 5 – 10 |
| náhlé zvětšení průměru | 0,2 – 1,0 | zpětná klapka | 1,5 – 4,0 |
| | | U-kompenzátor s ohyby hladkými | 2,0 |
| | | filtr na olej jednosítkový | 7 |
| <i>Poznámka:</i> První hodnoty platí pro průměry do 50 až 100, druhé pro 500 až 1000, u ventilů pro $d = 50$ až 100, druhé pro $d = 200$ až 400. | | | |

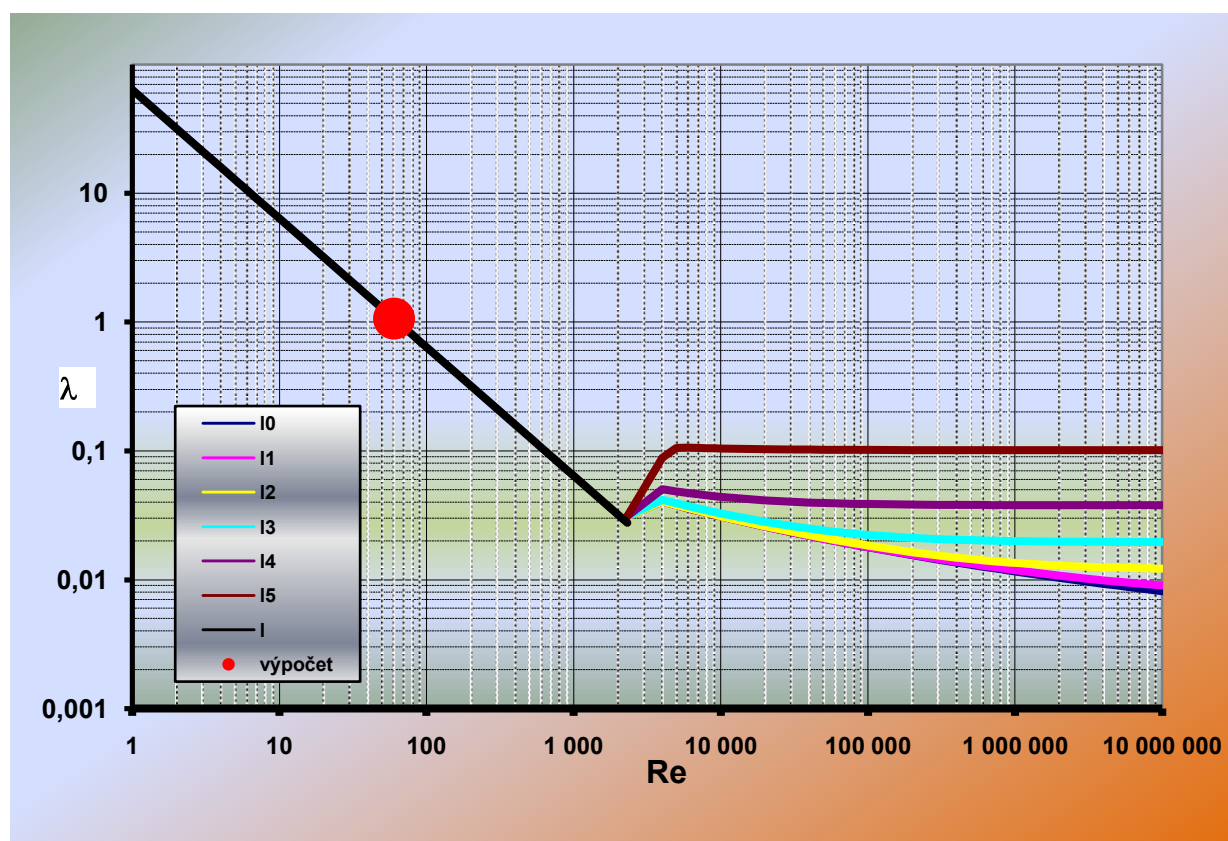
3.4.2 Výpočet třecího součinitele dle Churchilla:

Zadání:

| | | | |
|-------------------|----------|--------------------------------|----------------------------|
| | | $\lambda = f(Re, \varepsilon)$ | |
| hustota | $\rho =$ | 890 | kg.m^{-3} |
| dyn. viskozita | $\eta =$ | 0,0009 | Pa.s^{-1} |
| délka potrubí | $L =$ | 90 | m |
| průměr potrubí | $d =$ | 0,008 | m |
| absolutní drsnost | $k =$ | 0,00025 | m |
| průtok | $Q =$ | 8,3E-05 | $\text{m}^3.\text{s}^{-1}$ |

Výpočet:

| | | | |
|-------------------|-----------------|----------|----------------------------|
| kin. viskozita | $\nu =$ | 2,20E-04 | $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$ |
| relativní drsnost | $\varepsilon =$ | 0,03125 | |
| rychlost | $v =$ | 1,65 | m.s^{-1} |
| Reynoldsovo číslo | $Re =$ | 60 | |
| třecí součinitel | $\lambda =$ | 1,0659 | |



Obrázek 32 – Graf třecího součinitele dle Churchilla (EXCEL)

3.4.3 Výpočet tlakové ztráty - charakteristika potrubí:

Třecí součinitel dle Churchilla λ

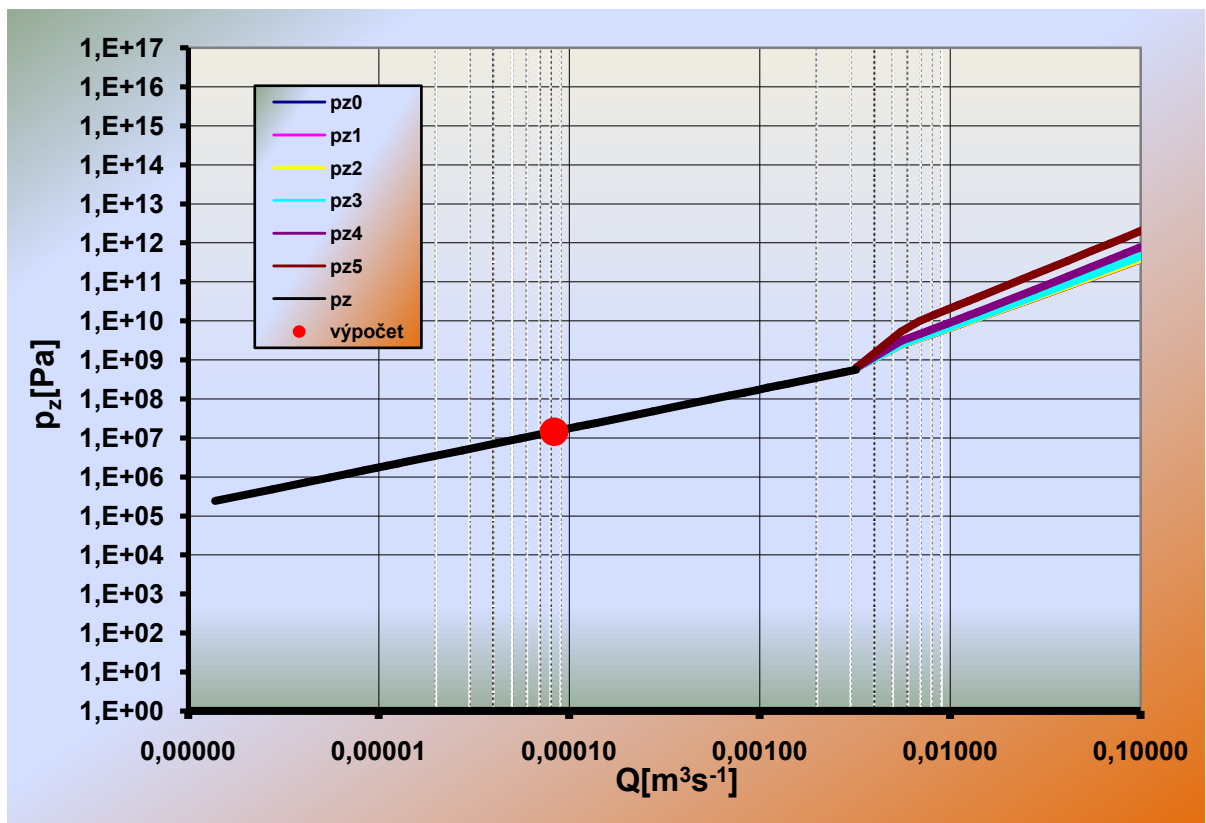
Zadání:

$$\lambda = f(Re, \varepsilon)$$

| | | | |
|-------------------|----------|----------|----------------------------|
| hustota | $\rho =$ | 890 | kg.m^{-3} |
| dyn. viskozita | $\eta =$ | 0,0009 | Pa.s^{-1} |
| délka potrubí | $L =$ | 90 | m |
| průměr potrubí | $d =$ | 0,008 | m |
| absolutní drsnost | $k =$ | 0,00025 | m |
| průtok | $Q =$ | 0,000083 | $\text{m}^3.\text{s}^{-1}$ |

Výpočet:

| | | | |
|-------------------|-----------------|----------|----------------------------|
| kin. viskozita | $\nu =$ | 0,00022 | $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$ |
| relativní drsnost | $\varepsilon =$ | 0,03125 | |
| Střední rychlost | $v_s =$ | 1,65 | m.s^{-1} |
| Reynoldsovo číslo | $Re =$ | 60 | |
| třecí součinitel | $\lambda =$ | 1,0659 | |
| tlaková ztráta | $p_z =$ | 1,45E+07 | Pa |



Obrázek 33 – Graf vypočtené tlakové ztráty (EXCEL)

3.4.4 Pracovní bod čerpadla:

Navrhované potrubí:

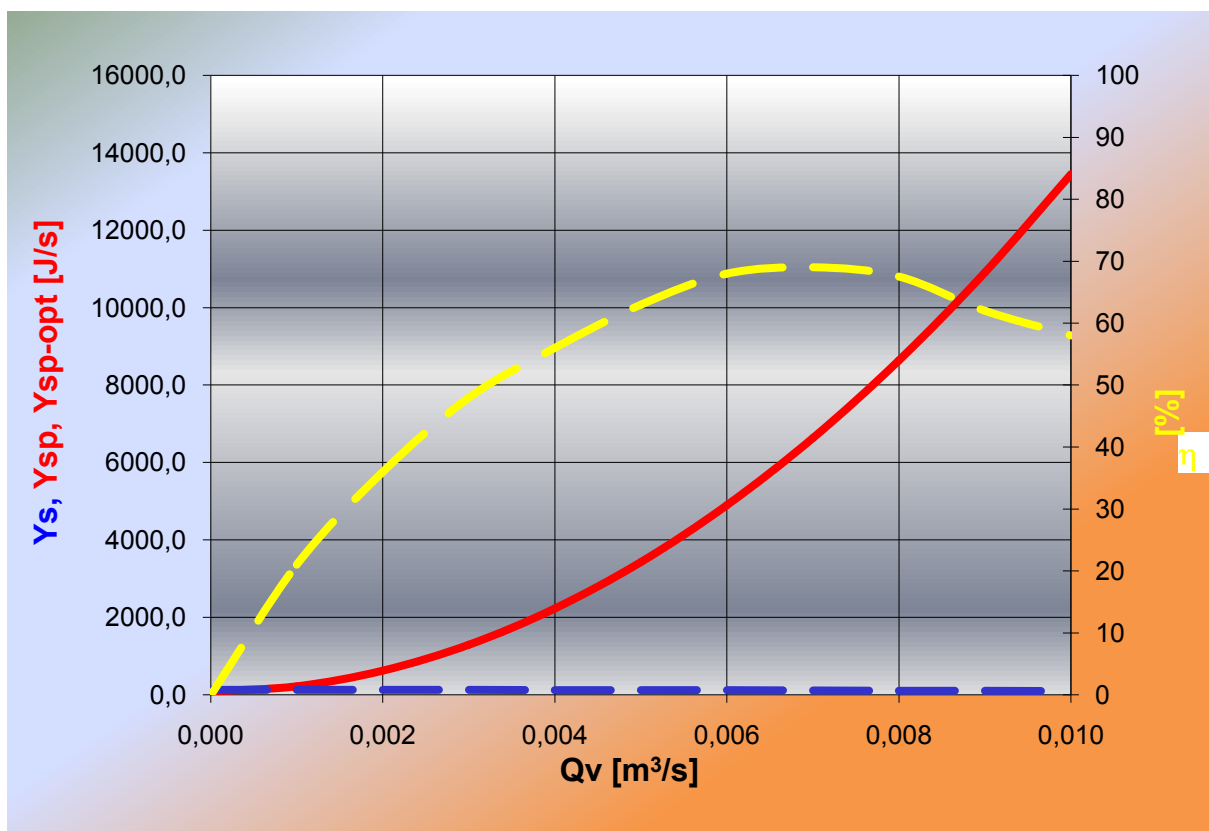
sací

psn= 890 kPa
 hs= 1 m
 ds= 20 mm
 ls= 1 m
 ls= 0,03
 Szs= 2,00
 Ss= 3,14E-04 m²

výtlačné

pvn= 890 kPa
 hg= 8 m
 dv= 8 mm
 lv= 90 m
 lv= 0,027
 Szv= 60,00
 Ss= 5,03E-05 m²

| Qv | 0,000 | 0,001 | 0,002 | 0,003 | 0,004 | 0,005 | 0,006 | 0,007 | 0,008 | 0,009 | 0,010 |
|---------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|
| Ys | 130,0 | 129,3 | 128,0 | 126,1 | 123,4 | 120,2 | 116,2 | 111,7 | 106,4 | 100,5 | 94,0 |
| h | 0,00 | 21,00 | 36,00 | 48,00 | 56,00 | 63,00 | 68,00 | 69,00 | 67,50 | 62,00 | 58,00 |
| Ysp | 88,3 | 221,9 | 622,8 | 1291,0 | 2226,5 | 3429,2 | 4899,3 | 6636,6 | 8641,1 | 10913,0 | 13452,1 |
| Ysp-opt | 80,0 | 80,6 | 82,5 | 85,6 | 89,9 | 95,5 | 102,3 | 110,4 | 119,7 | 130,3 | 142,1 |



Obrázek 34 – Graf pracovního bodu čerpadla (EXCEL)

3.4.5 Ztráty vřazených odporů:

Ohyb potrubí – $\zeta = 30 \times 0,5$

Filtr – $\zeta = 7$

Ventil – $\zeta = 8$

Zpětný ventil – $\zeta = 8$

Suma vřazených odporů - $\Sigma \zeta = 38$

h_p [m] – polohová výška

h_z [m] – ztrátová výška z hydraulických odporů rovného potrubí

h'_z [m] – ztrátová výška z vřazených odporů (armatur, ohybů, ventilů, filtrů apod.),

$\frac{p_s}{\rho g}$ [m] – tlaková výška;

p_s [N m⁻²] – hydrodynamický tlak,

$\frac{v_s^2}{2g}$ [m] – rychlostní výška, přičemž v_s [ms⁻¹] je střední rychlost oleje v potrubí (pro

turbulentní proudění $v_s \cong v_{\max}$, pro laminární $v_s \cong 1/2 v_{\max}$;

Zavedeme-li pro zjednodušení ekvivalentní délku vřazených odporů l_e a přijmeme-li $v' = v_s$, platí:

$$l_e = \zeta \cdot \frac{d}{\lambda} [m],$$

$$h_z = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v_s^2}{2g},$$

$$\Delta h_s = h_z + h'_z = \frac{d}{\lambda} \cdot \frac{v_s^2}{2g} \cdot \left(\sum l + \sum l_e \right) = \lambda \cdot \frac{l_e}{d} \cdot \frac{v_s^2}{2g},$$

$$h_p + h_z + h'_z + \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} = konst = h_c$$

3.4.6 Ekvivalentní délka vřazených odporů:

$$l_e = 38 \cdot \frac{0,008}{1,0659} = 0,285 \text{ m} \quad [3.07]$$

Kde $l_e = \sum l + \sum l_e$ je součet všech rovných délek potrubí a všech ekvivalentních délek vřazených odporů $= 90 + 0,285 = 90,285 \text{ m}$

3.4.7 Ztrátová výška z hydraulických odporů rovného potrubí:

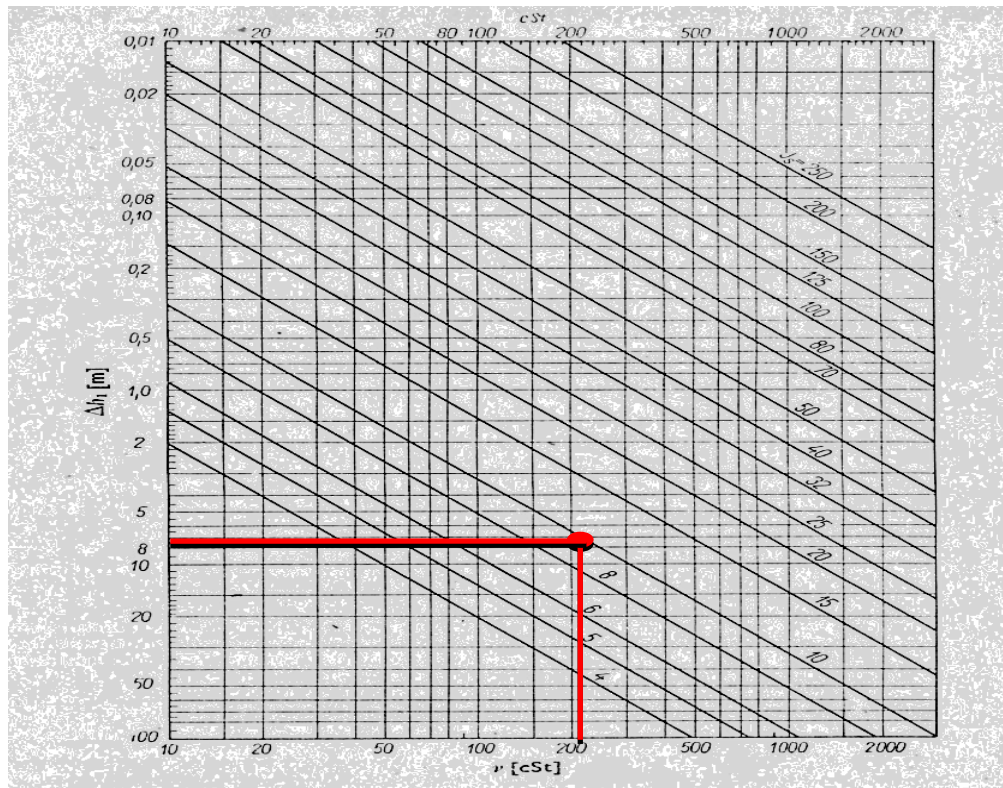
$$h_z = 1,0659 \cdot \frac{1}{8} \cdot \frac{1,65^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0185 \text{ m} \quad [3.08]$$

$$\Delta h_s = 0,0185 + h'_z = \frac{0,008}{1,0659} \cdot \frac{1,65^2}{2g} \cdot (90 + 0,285) = 0,094 \Rightarrow h'_z = 0,0755 \text{ m} \quad [3.09]$$

$$h_c = 8 + 0,0185 + 0,0755 + \frac{8}{980 \cdot 9,81} + \frac{1,65^2}{2 \cdot 9,81} = 8,2336 \text{ m} \quad [3.10]$$

3.4.8 Celková ztrátová výška:

Tabulka 9 – Závislost ztrátové výšky na viskozitě oleje, světlosti potrubí a rychlosti proudění



$$\Delta h = l_e \cdot \Delta h_1 \cdot v_s = 0,285 \cdot 11 \cdot 1,65^2 = 8,535 \text{ m} \quad [3.11]$$

3.4.9 Celkový hydraulický odpor:

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta h = 980 \cdot 9,81 \cdot 8,535 = 82054 \text{ Pa} \quad [3.12]$$

$$\Delta p_s > \Delta p \quad 6 \text{ MPa} > 0,082 \text{ MPa}$$

Podmínka výpočtu je splněna.

Vratné odtokové potrubí je řešeno samospádem do sběrné nádrže, tj. pod tlakem z rozdílu polohových výšek, sběrnými spirálovými hadicemi PU DN 80 pod úhlem $4^\circ = 7\%$.

4 Konstrukční návrh čerpadla kulové dráhy

4.1 Výpočet rotačního zubového čerpadla:

| Návrh zubového hydromotoru | | | |
|----------------------------|-------------------|-------|-------|
| P | výkon | 0,072 | [kW] |
| n | otáčky | 22,83 | [1/s] |
| p | tlak | 6 | [MPa] |
| Předběžně volím | | | |
| m | modul | 1,25 | [mm] |
| z | počet zubů | 14 | [-] |
| B | šířka kola | 3 | [mm] |
| η_v | objemová účinnost | 0,7 | [-] |

Znamé hodnoty:

| | |
|------------------------------------------|---------------------------------------------------------|
| Otáčky čerpadla: | $n = 1\,370 \text{ ot/min} = 22,83 \text{ s}^{-1}$ |
| Jmenovitý průtok čerpadla: | $Q = 0,50 \text{ l/min} = 0,00083 \text{ m}^3/\text{s}$ |
| Měrná energie: | $Y_n = 350 \text{ J.kg}^{-1}$ |
| Počet zubů ozubeného kola: | $z = 14 \text{ [-]}$ |
| Šířka zubu ozubeného kola: | $b = 3 \text{ mm}$ |
| Mechanická účinnost: | $\eta_m = 0,85 \text{ [-]}$ |
| Objemová účinnost: | $\eta_v = 0,95 \text{ [-]}$ |
| Celková účinnost $\eta_m \cdot \eta_v$: | $\eta_t = 0,8075 \text{ [-]}$ |
| Hustota čerpané kapaliny: | $\rho = 890 \text{ kg.m}^{-3}$ |
| Požadovaný tlak na výstupu: | $p = 60 \text{ bar} = 6 \text{ MPa}$ |
| Modul, viz CAD Inventor: | $m = 1,250$ |
| Úhel záběru, viz CAD Inventor: | $\alpha = 25^\circ$ |

Základní parametry a rozměry zubového čerpadla:

4.1.1 Geometrický objem:

$$V_g = \frac{Q \cdot 1000}{n \cdot \eta_v} = \frac{0,54 \cdot 1\,000}{1370 \cdot 0,95} = 0,415 \text{ cm}^3 \quad [4.13]$$

$V_g \text{ [cm}^3\text{]}$ geometrický objem čerpadla

$n \text{ [min}^{-1}\text{]}$ otáčky

$\eta_v \text{ [-]}$ objemová účinnost = 0,95

4.1.2 Krouticí moment:

$$M_k = \frac{V_g \cdot (p + \Delta p)}{20 \cdot \pi \cdot \eta_m} = \frac{0,415 \cdot (60 + 0,82)}{20 \cdot \pi \cdot 0,85} = 0,473 \text{ Nm} \quad [4.14]$$

$p \text{ [bar]}$ požadovaný tlak na výstupu

$\Delta p \text{ [0,82 bar]}$ celkový hydraulický odpor v systému (viz. 3. 12.)

$\eta_m \text{ [-]}$ mechanická účinnost = 0,85

4.1.3 Příkon:

$$P = \frac{V_g \cdot n \cdot (p + \Delta p)}{600 \cdot 1\,000 \cdot \eta_t} = \frac{0,415 \cdot 1\,370 \cdot (60 + 0,82)}{600 \cdot 1\,000 \cdot 0,8075} = 0,0714 \text{ kW} \quad [4.15]$$

η_t [-] celková účinnost = součin η_v a η_m

4.1.4 Skutečný průtok čerpadla:

$$Q = 2\pi \cdot z \cdot m^2 \cdot b \cdot n \cdot n_v = 2\pi \cdot 14 \cdot 1,250^2 \cdot 3 \cdot 1370 \cdot 0,95 = 536\,652 \text{ mm}^3/\text{min}$$

$$Q = 0,54 \text{ l/min} \quad [4.16]$$

4.2 Rozměry ozubených kol:**4.2.1 Jednotkové posunutí profilu x [-]:**

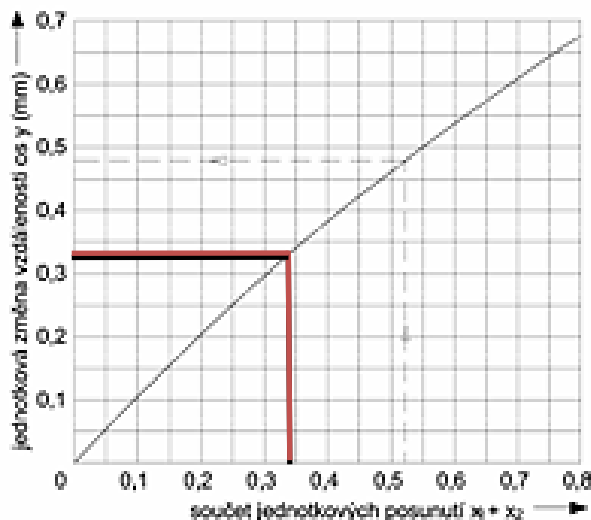
$$x = 0,02 \cdot (30 - z) = 0,02 \cdot (30 - 14) = 0,32 \quad [4.17]$$

4.2.2 Posunutí základního profilu x_m [mm]:

$$x_m = x \cdot m = 0,32 \cdot 1,250 = 0,4 \text{ mm} \quad [4.18]$$

4.2.3 Jednotková změna vzdálenosti osy (-):

- hodnotu určíme z diagramu (viz dodatky k výpočtům zubového čerpadla) na základě velikosti jednotkového posunutí profilu x.



Obrázek 35 – Diagram změny vzdálenosti osy

4.2.4 Součinitel přisunutí Δy [-]:

$$\Delta y = 2 \cdot x - y = 2 \cdot 0,32 - 0,32 = 0,32 \quad [4.19]$$

4.2.5 Teoretická vzdálenost os a (roztečná kružnice) [mm]:

$$a = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (z + z) = \frac{1}{2} \cdot 1,250 \cdot (14 + 14) = 17,500 \text{ mm} \quad [4.20]$$

4.2.6 Skutečná (provozní valivá) vzdálenost os a_w [mm]:

$$a_w = a + y \cdot m = 17,500 + 0,32 \cdot 1,250 = 17,900 \text{ mm} \quad [4.21]$$

4.2.7 Průměr valivé kružnice d_w [mm]:

$$d_w = \frac{2 \cdot a_w}{u + 1} = \frac{2 \cdot 17,900}{1 + 1} = 17,900 \text{ mm} \quad [4.22]$$

4.2.8 Další rozměry zubu:

[4.23]

Rozteč: $p = \pi \cdot m = \pi \cdot 1,250 = 3,927 \text{ mm}$

Základní rozteč: $p_s = p \cdot \cos \alpha = 3,927 \cdot \cos 25 = 3,56 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice: $d = m \cdot z = 1,250 \cdot 14 = 17,500 \text{ mm}$

Průměr základní kružnice: $d_b = d \cdot \cos \alpha = 17,500 \cdot \cos 25 = 15,860 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice: $d_a = d + 2 \cdot m = 17,500 + 2 \cdot 1,250 = 20,000 \text{ mm}$

Hlavová vůle: $c = 0,45 \cdot m = 0,45 \cdot 1,250 = 0,5625 \text{ mm}$

Jednotková hlavová vůle: $c^* = \frac{c}{m} = \frac{0,5625}{1,250} = 0,45$

Průměr patní kružnice: $d_t = d - 2 \cdot m \cdot (1 + c^*) = 17,5 - 2 \cdot 1,25 \cdot (1 + 0,45) = 13,875 \text{ mm}$

Tloušťka zubu (na roztečné kružnici): $s = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 1,25 = 1,96 \text{ mm}$

Výška hlavy zubu: $h_a = m = 1,250 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_t = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 1,25 = 1,563 \text{ mm}$

Výška zubu: $h = h_a + h_t = 1,250 + 1,563 = 2,813 \text{ mm}$

4.2.9 Obvodová rychlost:

$$v = \frac{2\pi \cdot n \cdot m \cdot z}{1000} = \frac{2\pi \cdot 22,83 \cdot 1,25 \cdot 14}{1000} = 2,51028961 \text{ m/s} \quad [4.24]$$

4.2.10 Předběžné průtokové množství:

$$Q_v = \frac{2 \cdot m}{1000} \cdot \frac{B}{1000} \cdot v \cdot \eta_v = \frac{2 \cdot 1,25}{1000} \cdot \frac{3}{1000} \cdot 0,7 \cdot 2,51028961 = 1,3179 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \quad [4.25]$$

4.2.11 Výkon:

$$P = Q_v \cdot p \cdot 10^3 = 1,3179 \cdot 10^{-5} \cdot 6 \cdot 10^3 = 0,079074123 \text{ kW} \quad [4.26]$$

4.2.12 Hlavový průměr kola:

$$D_a = m \cdot (z + 2) = 1,25 \cdot (14 + 2) = 20 \text{ mm} \quad [4.27]$$

4.2.13 Radiální síla:

$$F_{rad} = p \cdot B \cdot D_a = 6 \cdot 3 \cdot 20 = 360 \text{ N} \quad [4.28]$$

4.2.14 Výpočet soukolí čelního ozubení CAD Invertor 2012

Pro kontrolu uvádím výpočty rozměrů ozubených kol, vytvořených v programu CAD Invertor 2012 Generátorem komponent – čelní ozubená kola. Výsledky jsou naprosto stejné jako klasické výpočty, takže pro kontrolu velice vhodné. Velmi podobné a ještě podrobnější výpočty ozubených kol, lze dosáhnout v přidruženém programu MS Office Excel MITCalc.

Scénář:

Scénář návrhu – Vzdálenost os

Scénář jednotkového posunutí – Dle Merrita

Typ výpočtu zatížení – Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti – Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti – ISO 6336:1996

Společné parametry ozubených kol:

Tabulka 10 – Společné parametry ozubených kol

| | | |
|--------------------------------|-----------------|-------------|
| Převodový poměr | i | 1,0000 ul |
| Požadovaný převodový poměr | i _{in} | 1,0000 ul |
| Modul | m | 1,250 mm |
| Úhel sklonu | β | 0,0000 deg |
| Úhel profilu | α | 25,0000 deg |
| Vzdálenost os | a _w | 17,500 mm |
| Roztečná vzdálenost os | a | 17,500 mm |
| Celková jednotková korekce | Σx | 0,0000 ul |
| Rozteč zubů | p | 3,927 mm |
| Základní rozteč | p _{tb} | 3,559 mm |
| Provozní úhel záběru | α _w | 25,0000 deg |
| Součinitel trvání záběru | ε | 1,3327 ul |
| Mezní úchylka rovnoběžnosti os | f _x | 0,0085 mm |
| Mezní úchylka rovnoběžnosti os | f _y | 0,0042 mm |

Rozměry ozubených kol:

Tabulka 11 – Rozměry ozubených kol

| | | Kolo 1 | Kolo 2 |
|---------------------------------------------|------------|-------------|-------------|
| Typ modelu | | Komponenta | Komponenta |
| Počet zubů | z | 14 ul | 14 ul |
| Jednotkové posunutí | x | 0,3200 ul | -0,3200 ul |
| Průměr roztečné kružnice | d | 17,500 mm | 17,500 mm |
| Průměr hlavové kružnice | d_a | 20,800 mm | 19,200 mm |
| Průměr patní kružnice | d_f | 15,300 mm | 13,700 mm |
| Průměr základní kružnice | d_b | 15,860 mm | 15,860 mm |
| Pracovní roztečný průměr | d_w | 17,500 mm | 17,500 mm |
| Šířka ozubení | b | 3,000 mm | 3,000 mm |
| Šířkový poměr | b_r | 0,1714 ul | 0,1714 ul |
| Výška hlavy zubu | a^* | 1,0000 ul | 1,0000 ul |
| Hlavová vůle | c^* | 0,2000 ul | 0,2000 ul |
| Zaoblení paty | r_f^* | 0,2000 ul | 0,2000 ul |
| Tloušťka zubu | s | 2,337 mm | 1,590 mm |
| Čelní tloušťka zubu | s_t | 2,337 mm | 1,590 mm |
| Tloušťka zubu na těživě | t_c | 1,919 mm | 1,306 mm |
| Výška hlavy zubu nad těživou | a_c | 1,203 mm | 0,545 mm |
| Rozměr přes zuby | W | 9,711 mm | 9,035 mm |
| Rozměr přes zuby | z_w | 3,000 ul | 3,000 ul |
| Rozměr přes válečky (kuličky) | M | 22,064 mm | 20,825 mm |
| Průměr válečku (kuličky) | d_M | 2,500 mm | 2,500 mm |
| Mezní úchylka sklonu zubu | F_β | 0,0085 mm | 0,0085 mm |
| Mezní obvodové házení ozubení | F_r | 0,0130 mm | 0,0130 mm |
| Mezní úchylka čelní rozteče | f_{pt} | 0,0065 mm | 0,0065 mm |
| Mezní úchylka základní rozteče | f_{pb} | 0,0059 mm | 0,0059 mm |
| Náhradní počet zubů | z_v | 14,000 ul | 14,000 ul |
| Virtuální roztečný průměr | d_n | 17,500 mm | 17,500 mm |
| Virtuální hlavový průměr | d_{an} | 20,800 mm | 19,200 mm |
| Virtuální průměr základní kružnice | d_{bn} | 15,860 mm | 15,860 mm |
| Jednotková korekce bez zúžení | x_z | 0,4933 ul | 0,4933 ul |
| Jednotková korekce bez podříznutí | x_p | -0,1657 ul | -0,1657 ul |
| Jednotkové posunutí s dovoleným podříznutím | x_d | -0,3465 ul | -0,3465 ul |
| Snížení hlavy zubu | k | 0,0000 ul | 0,0000 ul |
| Jednotková šířka hlavy zubu | s_a | 0,3100 ul | 0,5733 ul |
| Hlavový úhel profilu | α_a | 40,3133 deg | 34,3037 deg |

Pro další výpočet vycházím z návrhu zubového čerpadla, kde odměřím geometrii uložení ložisek a polohu kol.

4.3 Pevnostní výpočet čerpadla:

4.3.1 Vzdálenost ložisek:

$$l = 5 \text{ mm} \rightarrow a = l/2 = 2,5 \text{ mm}$$

4.3.2 Ohybový moment:

$$M_o = F_{rad} \cdot a = 360 \cdot 2,5 = 900 \text{ Nmm} \quad [4.29]$$

4.3.3 Dovolené napětí v ohybu:

$$\sigma_{do} = 20 \text{ MPa}$$

4.3.4 Výpočet průměru hřídele:

$$d = \sqrt[3]{10 \cdot \frac{M_o}{\sigma_{do}}} = \sqrt[3]{10 \cdot \frac{900}{20}} = 7,663094324 \text{ mm} \quad [4.30]$$

Volím průměr hřídele **d = 8 mm**.

$$J = 0,1 \cdot d^4 = 0,1 \cdot 8^4 = 409,6 \text{ mm}^4 \quad [4.31]$$

4.3.5 Modul pružnosti v tahu:

$$E = 2,6 \cdot 10^5 = 206\,000 \text{ MPa}$$

4.3.6 Průhyb hřídele:

$$y = \frac{F_{rad} \cdot l^3}{48 \cdot J \cdot E} = \frac{360 \cdot 5^3}{48 \cdot 409,6 \cdot 206\,000} = 1,11108 \cdot 10^{-5} \text{ mm} \quad [4.32]$$

Pro výpočet tohoto průhybu platí, pokud je radiální síla umístěna souměrně mezi ložisky, tedy $l/2$. Pro jiný případ je nutno použít příslušný vzorec z literatury. Je ale možné tento vzorec použít pro prvotní návrh dimenzí stroje.

Dále je nutná kontrola hnacího hřídele - na krut a na složené namáhání (krut + ohyb).

$$W_0 = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 8^3 = 51,2 \text{ Nmm} \quad [4.33]$$

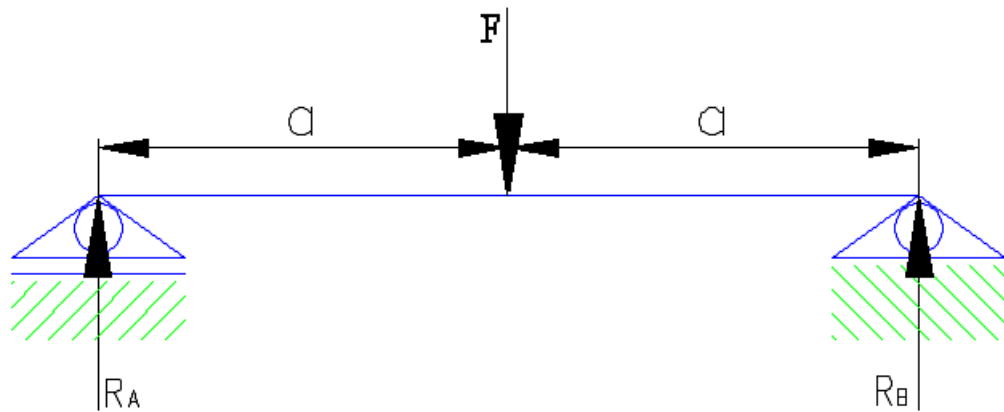
$$\sigma_0 = \frac{M_o}{W_0} = \frac{900}{51,2} = 17,578125 \text{ MPa} \quad [4.34]$$

$$M_k \text{ dle materiálu} = 500 \text{ Nmm}$$

$$M_{RED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot M_k^2} = \sqrt{900^2 + 0,75 \cdot 500^2} = 998,7492178 \text{ Nmm} \quad [4.35]$$

$$M_{RED} \leq \sigma_{do} \cdot W_0 \Rightarrow 998,7492178 \text{ Nmm} \leq 1024 \text{ Nmm}$$

4.3.7 Výpočet zatěžujících sil na hřídeli:

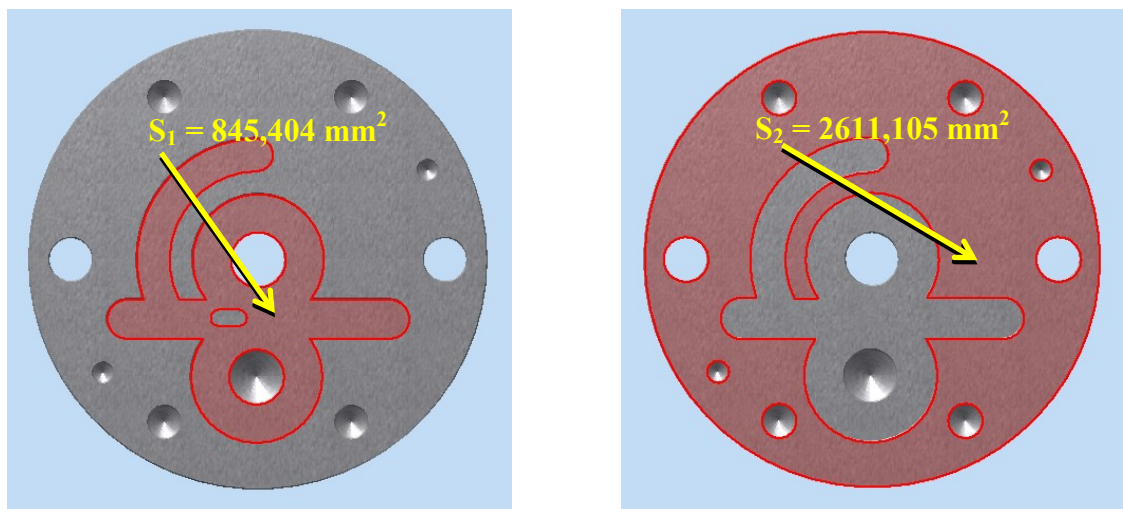


Obrázek 36 – Rozložení sil na hřídeli ozubeného kola

$$F = \frac{P}{\pi} \cdot 0,003 \cdot n = \frac{12,56713736}{\pi} \cdot 0,003 \cdot 22,83 = 58,40625 \text{ N} \quad [4.36]$$

$$R_{A,B} = \frac{F}{2} = 29,203125 \text{ N} \quad [4.37]$$

4.3.8 Výpočet spojovacích šroubů:



Obrázek 37 – Odměření ploch v programu CAD Inventor 2012

$$F_1 = S_1 \cdot p = 845,404 \cdot 6 = 5\,072,424 \text{ N} \quad [4.38]$$

$$F_2 = S_2 \cdot 0,8 \cdot (10^{-6} + p) = 2611,105 \cdot 0,8 \cdot (10^{-6} + 6) = 12\,533,30609 \text{ N} \quad [4.39]$$

$$F_s = F_1 + F_2 = 5\,072,424 + 12\,533,30609 = 17\,605,73009 \text{ N} \quad [4.40]$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{5,35 + 4,773}{2} \right)^2 = 20,12094453 \text{ mm}^2 \quad [4.41]$$

$$\sigma_{Dt} = \frac{F_s}{A_s} = \frac{17\,605,73009}{20,12094453} = 847,9952103 \text{ MPa} \quad [4.42]$$

4.3.9 Určení počtu závitů v matici:

$$z = \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot p_D} = \frac{17\,605,73009}{\pi \cdot 5,35 \cdot 1,3 \cdot 150} = 5,371749764 \text{ mm} - \text{volím } 6 \quad [4.43]$$

Volím **4 ks šroubů M6 x 20** EN ISO 4762 (DIN 912-12,9)

4.4 Elektro motor:**4.4.1 Potřebný výkon:**

Hustota oleje $\rho = 890 \text{ kg/m}^3$

Měrná práce $y = 500 \text{ J/kg}$

Účinnost $\eta = 0,7$

$$P' = \frac{Q_n \cdot \rho \cdot y}{\eta} = \frac{1,3179 \cdot 10^{-5} \cdot 890 \cdot 500}{0,7} = 8,378091573 \text{ W} \quad [4.44]$$

4.4.2 Výkon motoru:

$$P = 1,5 \cdot P' = 1,5 \cdot 8,378091573 = 12,56713736 \text{ W} \quad [4.45]$$

4.4.3 Úhlová rychlost:

$$\omega = 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot 22,83 = 143,4451206 \text{ rad/s} \quad [4.46]$$

4.4.4 Krouticí moment:

$$M_{kM} = \frac{P}{\omega} = \frac{12,56713736}{143,4451206} = 0,087609375 \text{ Nm} \quad [4.47]$$

4.5 Volba pružného kolíku zajišťujícího spojku:**4.5.1 Obsah průměru hřídele:**

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 8^3}{16} = 100,5309649 \text{ mm}^3 \quad [4.48]$$

4.5.2 Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_{kM}}{W_k} = \frac{0,087609375}{100,5309649} = 0,000871467 \text{ MPa} \quad [4.49]$$

4.5.3 Dovolené napětí v krutu:

$$\tau_{Dk} = 0,1 \text{ MPa}$$

4.5.4 Průměr kolíku:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kM}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,087609375}{\pi \cdot 0,1}} = 1,646292112 \text{ mm} \quad [4.50]$$

Volím ze Strojírenských tabulek pružný kolík ISO 8752 – **3x26-A-11 110**

Kontrola pružného kolíku:

4.5.5 Napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{4 \cdot M_{k\check{c}}}{\pi \cdot d^2 \cdot l} = \frac{4 \cdot 500}{\pi \cdot 3^2 \cdot 26} = 2,720597318 \text{ MPa} \quad [4.51]$$

4.5.6 Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_{k\check{c}}}{(\pi \cdot l^3) \cdot \left(1 - 0,9 \cdot \frac{d}{l}\right)} = \frac{16 \cdot 500}{(\pi \cdot 26^3) \cdot \left(1 - 0,9 \cdot \frac{3}{26}\right)} = 0,161673 \text{ MPa} \quad [4.52]$$

4.5.7 Tlak v hřídeli:

$$p_1 = \frac{6 \cdot M_{k\check{c}}}{l^2 \cdot d} = \frac{6 \cdot 500}{26^2 \cdot 3} = 1,479289941 \text{ kN} \quad [4.53]$$

4.5.8 Tlak v náboji:

$$p_2 = \frac{4 \cdot M_{k\check{c}}}{d \cdot (l^2 - d_{hr}^2)} = \frac{4 \cdot 500}{3 \cdot (26^2 - 8^2)} = 1,089324619 \text{ kN} \quad [4.54]$$

4. 6 Pevnostní analýza

Nadále jsem podrobil zubové čerpadlo pevnostní analýzou v programu CAD Invertor 2012 tlakovým zatížením 6 MPa. Následující tabulky jsou vygenerovány v aplikaci simulátoru pevnostní analýzy. Tato analýza má potvrdit, že čerpadlo je dostatečně pevnostně naddimenzováno a vyhovuje daným podmínkám pro mazání kulové dráhy na kolesovém rýpadle SchRS 1550 / 4x30.

4.6.1 Provozní podmínky

Tlak:2

| Typ zatížení | Tlak |
|--------------|-----------|
| Velikost | 6,000 MPa |

Moment:1

| Typ zatížení | Moment |
|--------------|-------------|
| Velikost | 87,609 N mm |
| Vektor X | 0,000 N mm |
| Vektor Y | -0,000 N mm |

4.6.2 Fyzické hodnoty

| | |
|----------|-------------------------------------------------|
| Hmotnost | 1,15541 kg |
| Plocha | 43942,3 mm ² |
| Objem | 153465 mm ³ |
| Těžiště | x=0,0347055 mm y=0,391402 mm z=18,7291 mm |

4.6.3 Použité materiály

| | | |
|----------------|-----------------------------------------|------------------------|
| Název | ČSN 12 020.1 | |
| Obecné | Měrná hmotnost | 7,85 g/cm ³ |
| | Mez kluzu v tahu | 295 MPa |
| | Mez pevnosti v tahu | 600 MPa |
| Napětí | Youngův modul | 210 GPa |
| | Poissonova konstanta | 0,3 ul |
| | Modul pružnosti | 0 GPa |
| Tepelné napětí | Koeficient roztažnosti | 0,000012 ul/c |
| | Tepelná vodivost | 56 W/(m K) |
| | Měrné teplo | 460 J/(kg c) |
| Názvy součástí | Pastorek - hnací Pastorek | |
| Název | Hliník - 6061-AHC | |
| Obecné | Měrná hmotnost | 2,71 g/cm ³ |
| | Mez kluzu v tahu | 275 MPa |
| | Mez pevnosti v tahu | 310 MPa |
| Napětí | Youngův modul | 68,9 GPa |
| | Poissonova konstanta | 0,33 ul |
| | Modul pružnosti | 25,9023 GPa |
| Tepelné napětí | Koeficient roztažnosti | 0,0000236 ul/c |
| | Tepelná vodivost | 167 W/(m K) |
| | Měrné teplo | 1256,1 J/(kg c) |
| Názvy součástí | Spojka | |
| Název | Měkká ocel | |
| Obecné | Měrná hmotnost | 7,86 g/cm ³ |
| | Mez kluzu v tahu | 207 MPa |
| | Mez pevnosti v tahu | 345 MPa |
| Napětí | Youngův modul | 220 GPa |
| | Poissonova konstanta | 0,275 ul |
| | Modul pružnosti | 86,2745 GPa |
| Tepelné napětí | Koeficient roztažnosti | 0,000012 ul/c |
| | Tepelná vodivost | 56 W/(m K) |
| | Měrné teplo | 460 J/(kg c) |
| Názvy součástí | M 6x20 M 6x20 M 6x20 M 6x20 | |
| Název | Ocel (nízkolegovaná s vysokou pevností) | |
| Obecné | Měrná hmotnost | 7,84 g/cm ³ |
| | Mez kluzu v tahu | 275,8 MPa |
| | Mez pevnosti v tahu | 448 MPa |
| Napětí | Youngův modul | 200 GPa |
| | Poissonova konstanta | 0,287 ul |
| | Modul pružnosti | 77,7001 GPa |
| Tepelné napětí | Koeficient roztažnosti | 0,000012 ul/c |
| | Tepelná vodivost | 47 W/(m K) |
| | Měrné teplo | 420 J/(kg c) |
| Názvy součástí | Pružný kolík s mezerou | |
| Název | ČSN 11500 | |
| Obecné | Měrná hmotnost | 7,85 g/cm ³ |
| | Mez kluzu v tahu | 207 MPa |
| | Mez pevnosti v tahu | 345 MPa |
| Napětí | Youngův modul | 210 GPa |
| | Poissonova konstanta | 0,3 ul |
| | Modul pružnosti | 80,7692 GPa |
| Tepelné napětí | Koeficient roztažnosti | 0,000012 ul/c |
| | Tepelná vodivost | 56 W/(m K) |
| | Měrné teplo | 460 J/(kg c) |
| Názvy součástí | čep čep | |
| Název | ČSN 11600 | |
| Obecné | Měrná hmotnost | 7,85 g/cm ³ |
| | Mez kluzu v tahu | 207 MPa |
| | Mez pevnosti v tahu | 345 MPa |
| Napětí | Youngův modul | 210 GPa |
| | Poissonova konstanta | 0,3 ul |
| | Modul pružnosti | 80,7692 GPa |
| Tepelné napětí | Koeficient roztažnosti | 0,000012 ul/c |
| | Tepelná vodivost | 56 W/(m K) |
| | Měrné teplo | 460 J/(kg c) |
| Názvy součástí | Zátka na víku | |

| Název | Měkká ocel | |
|----------------|--------------------------------------|------------------------|
| Obecné | Měrná hmotnost | 7,86 g/cm ³ |
| | Mez kluzu v tahu | 207 MPa |
| | Mez pevnosti v tahu | 345 MPa |
| Napětí | Youngův modul | 220 GPa |
| | Poissonova konstanta | 0,275 ul |
| | Modul pružnosti | 86,2745 GPa |
| Tepelné napětí | Koeficient roztažnosti | 0,000012 ul/c |
| | Tepelná vodivost | 56 W/(m K) |
| | Měrné teplo | 460 J/(kg c) |
| Názvy součástí | M 6x20 M 6x20 M 6x20 M 6x20 | |

| Název | ČSN 11600 | |
|----------------|------------------------|------------------------|
| Obecné | Měrná hmotnost | 7,85 g/cm ³ |
| | Mez kluzu v tahu | 207 MPa |
| | Mez pevnosti v tahu | 345 MPa |
| Napětí | Youngův modul | 210 GPa |
| | Poissonova konstanta | 0,3 ul |
| | Modul pružnosti | 80,7692 GPa |
| Tepelné napětí | Koeficient roztažnosti | 0,000012 ul/c |
| | Tepelná vodivost | 56 W/(m K) |
| | Měrné teplo | 460 J/(kg c) |
| Názvy součástí | Zátka na víku | |

Poznámka:

Fyzikální hodnoty se mohou lišit od fyz. hodnot použitých v analýze MKP uvedené dále.

4.6.5 Výsledky

Reakční síla a moment na vazbách

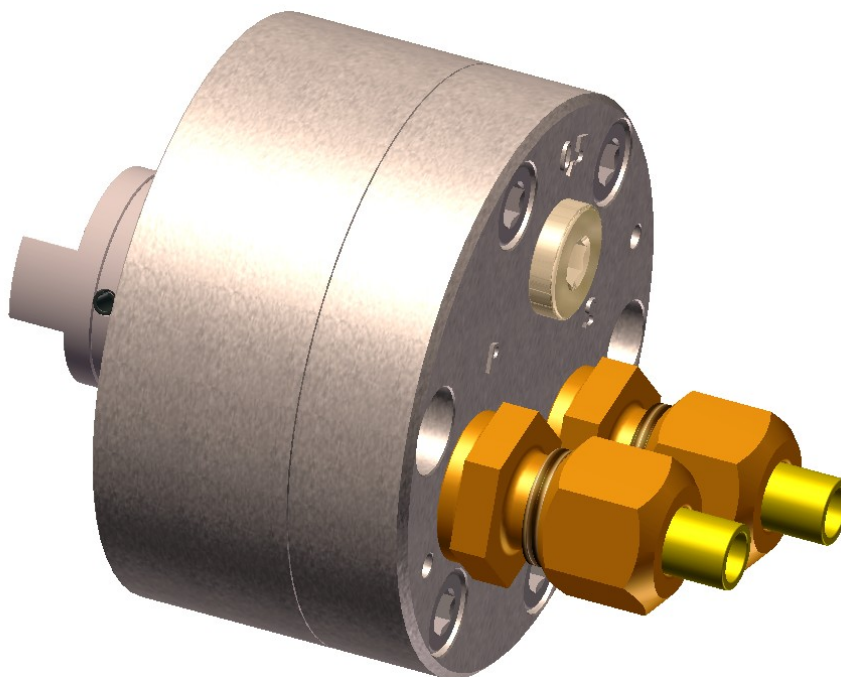
| Název vazby | Reakční síla | | Reakční moment | |
|---------------|--------------|--------------------|----------------|--------------------|
| | Velikost | Komponenta (X,Y,Z) | Velikost | Komponenta (X,Y,Z) |
| Pevná vazba:1 | 336,172 N | 81,8369 N | 35,9981 N m | -15,034 N m |
| | | 0,244909 N | | 32,6987 N m |
| | | 326,058 N | | 0,79509 N m |

Souhrn výsledků

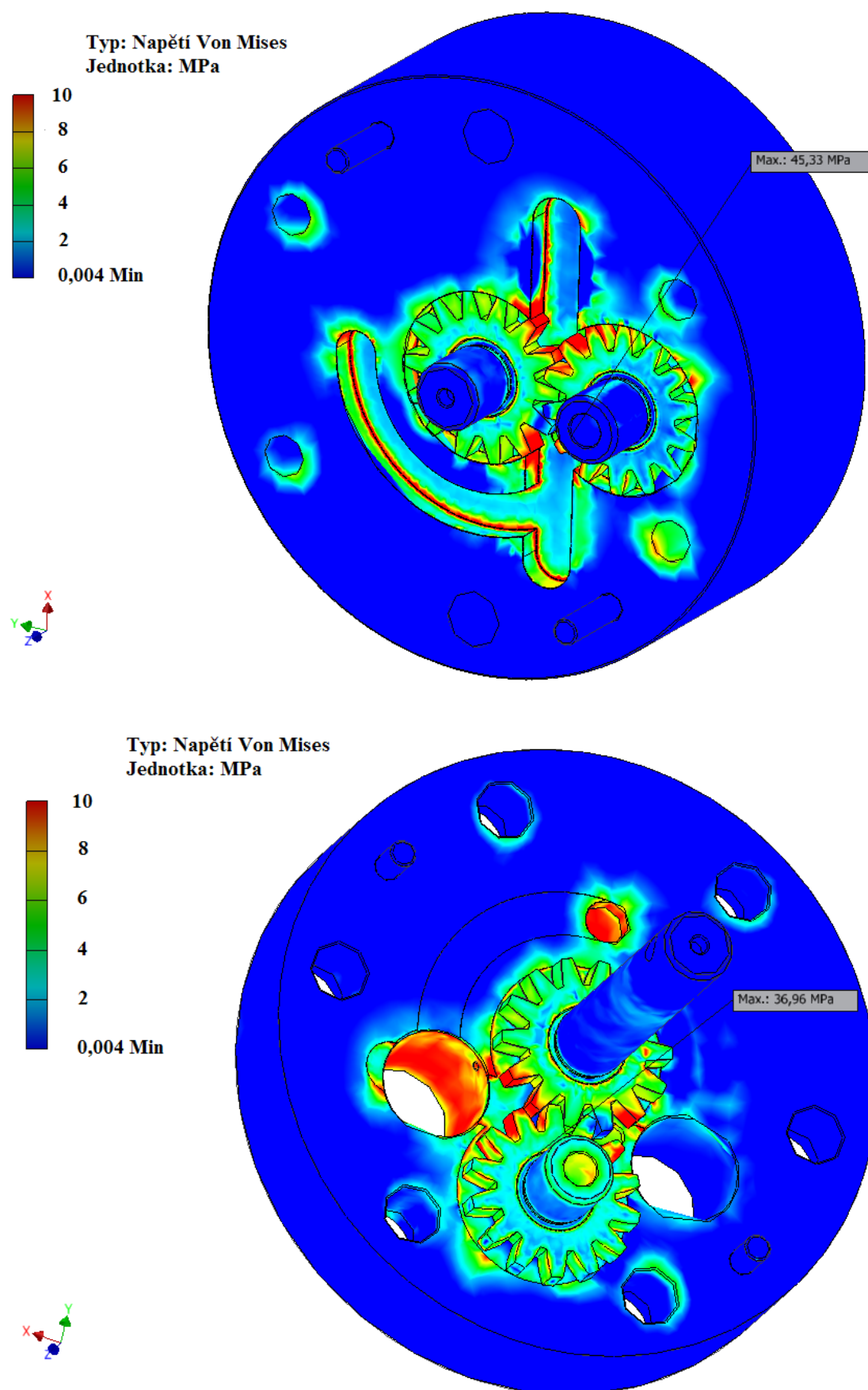
| Název | Minimální | Maximální |
|------------------------|------------------------|----------------|
| Objem | 153464 mm ³ | |
| Hmotnost | 1,17828 kg | |
| Napětí Von Mises | 0,00000357171 MPa | 140,226 MPa |
| První hlavní napětí | -10,7029 MPa | 79,8299 MPa |
| Třetí hlavní napětí | -82,042 MPa | 18,3177 MPa |
| Posunutí | 0 mm | 0,000764748 mm |
| Součinitel bezpečnosti | 1,47618 ul | 15 ul |
| Napětí XX | -16,6493 MPa | 37,6129 MPa |
| Napětí XY | -13,4592 MPa | 13,9488 MPa |
| Napětí XZ | -15,4903 MPa | 20,3534 MPa |
| Napětí YY | -18,0864 MPa | 44,3837 MPa |
| Napětí YZ | -66,641 MPa | 21,6808 MPa |

| | | |
|-------------------------------|----------------------|------------------|
| Napětí ZZ | -63,4689 MPa | 60,5172 MPa |
| Posunutí X | -0,000304231 mm | 0,000294662 mm |
| Posunutí Y | -0,000272515 mm | 0,000190308 mm |
| Posunutí Z | -0,00034304 mm | 0,000759382 mm |
| Ekvivalentní napětí (vnitřní) | 0,000000000267561 ul | 0,000578712 ul |
| První hlavní napětí (vnitřní) | -0,00000581761 ul | 0,00049407 ul |
| Třetí hlavní napětí (vnitřní) | -0,000507995 ul | 0,00000604224 ul |
| Napětí XX (vnitřní) | -0,0000742798 ul | 0,000145661 ul |
| Napětí XY (vnitřní) | -0,0000833188 ul | 0,00008635 ul |
| Napětí XZ (vnitřní) | -0,0000958924 ul | 0,000125997 ul |
| Napětí YY (vnitřní) | -0,0000798502 ul | 0,000274641 ul |
| Napětí YZ (vnitřní) | -0,00041254 ul | 0,000134215 ul |
| Napětí ZZ (vnitřní) | -0,000289703 ul | 0,000219351 ul |
| Stykový tlak | 0 MPa | 77,1223 MPa |
| Stykový tlak X | -34,8903 MPa | 54,002 MPa |
| Stykový tlak Y | -36,517 MPa | 37,1681 MPa |
| Stykový tlak Z | -69,2092 MPa | 76,129 MPa |

Výsledkem je vizuální pohled na deformace působících sil na zubovém čerpadle a upřesnění toho, že navrhnuté čerpadlo snese mnohem větší tlakové i silové zatížení než nejvíce naměřených simulovaných 45 MPa. Toto čerpadlo je i tak jistěno přetlakovým ventilem z důvodu šetření opotřebení stykových ploch a tím značně prodloužena jeho životnost.



Obrázek 38 – Čerpadlo podrobené pevnostní analýzou



Obrázek 39 – Grafické znázornění silového zatížení zubového čerpadla vytvořeného v programu Autodesk Inventor při působení tlaku oleje 6 MPa

Závěr

Na úvod diplomové práce je základní rozdělení a použití maziv se závěrem, že bez maziva by žádný stroj nemohl být schopen provozu, z důvodu velikého tření součástí a tím jejich téměř okamžitou destrukcí.

V bodě 1 je provedena rešerše centrálních mazacích systémů používána na velkostrojích. Tato rešerše je koncipována na příkladu kolesového rýpadla SchRS 1550 / 4x30, které je v provozu na prvním skrývkovém řezu DNT Tušimice, z důvodu mého blízkého vztahu k tomuto stroji. Tyto mazací systémy jsou součástí všech moderních velkostrojů na povrchovém dobývání nerostných surovin, někde ve větší či menší míře, záleží na velikosti a stáří velkostroje. Jsou to relativně jednoduché ale velice účinné a efektivní systémy, které dokáží mazat téměř všechna mazací místa na velkostroji a tím zajišťují jeho spolehlivost. Tam kde není možné CMS připojit, z důvodu špatného přístupu, se mazací místa musí domazávat ručně např. ruční (dekalamitka) nebo nožní mazací pumpou.

V bodě 2 je proveden konstrukční návrh centrálního mazání kulové dráhy na velkostroji s podrobným popisem všech prvků týkajících se tohoto zařízení a jejich funkcí. Na konstrukční návrh navazuje bod 3, kde je početně řešen základní výpočet výkonu pohonu mazacího zařízení s použitím dostupné literatury a pomocí programů CAD Inventor, MITCalc a MS EXCEL. Součástí této práce je bod 4, kde je řešen konstrukční návrh čerpadla kulové dráhy. Součástí výpočtu byla provedena i pevnostní analýza navrhnutého zubového čerpadla, kde se potvrdila dostatečná nad dimenzovanost návrhu a následných výpočtů.

Všechny centrální mazací systémy, které jsou uvedeny v této diplomové práci, jsou vysoce kvalitní, moderní a hlavně účinné. Za dvanáct roků provozu na kolesovém rýpadle SchRS 1550/4×30 s těmito systémy nebyly žádné větší problémy s poruchovostí a nedostatečnou dopravou maziva k mazacím místům. Pokud mají být tyto systémy účinné je samozřejmostí dodržování čistoty maziva a pravidelných kontrol celých ústrojí. Jelikož v zimním období se mění viskozita mazacího média a tím se zvyšují pracovní nároky na CMS, jsou hydraulické pumpy, vč. hydraulického agregátu a skříní rozdělovačů umístěny v samostatných místnostech osazených elektrickým topením. Rozvod po velkostroji v zimním období s použitím plastického maziva je řešen zvýšením průtočnosti (tlaku) nastavením trysky v 2cestném magnetickém ventilu a nastavením hodnoty na řídicích jednotkách PA – tronic.

Poděkování

Na závěr bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Horstu Gondekovi, DrSc. za neocenitelnou pomoc při orientaci k dané problematice a skvělý přístup při konzultacích. Dále bych rád poděkoval společnosti Severočeské doly a. s. a dceřině společnosti PRODECO za poskytnutí technických informací a ostatní podpoře důležité k výuce, také technickému rozvoji dolu Bílina za výpomoc při tisku výkresů a firmě Remis.

Použitá literatura

- [1] Helebrant František - *Provoz a údržba strojů*
- [2] Helebrant František, et al. - *Technická diagnostika a spolehlivost I. Tribodiagnostika Ostrava, ročník 2000*
- [3] HELEBRANT, František, Jiří ZIEGLER a MARASOVÁ. *Technická diagnostika a spolehlivost*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-7078-883-6. Helebrant František, et al. - *Maziva a jejich vliv na provozní spolehlivost*
- [4] MIČKAL, Karel. *Technická mechanika I pro střední odborná učiliště a střední odborné školy*. Vyd. 3., nezm. Praha: Informatorium, 1997. ISBN 80-860-7306-8.
- [5] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní součásti*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2000. viii, 198 s. ISBN 80-722-6202-5.
- [6] HUBKA, Vladimír. *Konstrukční nauka. Obecný model postupu při konstruování*. Zürich: Heurista, 1995. 118 s. ISBN 80-90-21135-0-8
- [7] Gondek H., Ševčík A. – *Těžební a zpracovatelské stroje II*, vydala VŠB – Technická univerzita Ostrava 2010, 104 str., dotisk 1. vydání, ISBN 987-80-248-1273-1
- [8] ŠTĚPINA, Václav a Václav VESELÝ. *Maziva v tribologii*. 1. vyd. Bratislava: VEDA vydavateľstvo Slovenskej akadémie vied, 1985.
- [9] LEINVEBER, Jan, Jiří ZIEGLER a Daniela MARASOVÁ. *Technické kreslení a základy deskriptivní geometrie: obecné strojní součásti*. 3. přepr.vyd. Praha: Scientia, 1999. 155 s. Edice strojaře. ISBN 80-718-3162-X.
- [10] LEINVEBER, Jan, Pavel VÁVRA a Daniela MARASOVÁ. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. 269 s. Edice strojaře. ISBN 80-864-9074-2.
- [11] Ing. Svatopluk Černoch, *Strojně technická literatura*, nakladatelství SNTL v roce 1968, ISBN 04 – 224 – 68
- [12] SAMEC, Petr. *Bakalářská práce: Konstrukční návrh centrálního obvodu mazání velkstroje*. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/94145>
- [13] *Centrální mazací systémy - Návod na obsluhu a údržbu pro kolesové rypadlo SchRS 1550 / 4 x 30*
- [14] *CICO TL 22 B - bezpečnostní list podle zákona 356/2003 SB. a vyhlášky Č. 231/2004 SB.*
- [15] <http://www.odbornecasopisy.cz/> - FCC PUBLIC S. R. O.
- [16] <http://www.lubtec.cz/>
- [17] <http://www.hazmioil.cz/index.php?area=plasticka>
- [18] <http://www.mmspektrum.com/clanek/centralni-vicepotrubni-mazaci-system.html>
- [19] http://petronova.duon.org/bl/ppo/bl_mogul_intrans220.pdf
- [20] http://www.vkloziska.cz/zakaznicka_podpora/katalogy.htm?from=10
- [21] <http://www.vkloziska.cz/plasticka-maziva-a-oleje/plasticka-maziva-mogul/viceucelova-plasticka-maziva-prumyslova.html>
- [22] http://www.kupolej.cz/upload/378_1267387754.pdf
- [23] <http://www.tribotechnika.cz/doc/TTI-2-2007.pdf>
- [24] <http://www.beka-lube.de/deu/produkte/beka-fluilub.php>

Seznam příloh

- A Sestava ozubeného čerpadla č. výkresu SAM013-00
- B Hnací ozubené kolo čerpadla č. výkresu SAM013-01
- C Hnané ozubené kolo čerpadla č. výkresu SAM013-02

Seznam obrázků

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Obrázek 1 - Schéma umístění centrálních mazacích míst na SchRS 1550 / 4 × 30 [dokumentace velkostroje]..... | 8 |
| Obrázek 2 – Schéma progresivní soupravy..... | 9 |
| Obrázek 3 – Schéma 2potrubní soupravy | 10 |
| Obrázek 4 – sudová pumpa HFP [dokumentace velkostroje] | 10 |
| Obrázek 5 – základní rozměry sudové pumpy HFP [dokumentace velkostroje] | 12 |
| Obrázek 6 – vysokotlaká tuková pumpa F – super 3 [dokumentace velkostroje]..... | 14 |
| Obrázek 7 - Schéma centrálního rozstřikového mazání pastorků pohonů otoče..... | 16 |
| Obrázek 8 - skříň s komponenty rozstřikovacího mazání | 18 |
| Obrázek 9 - 4polohový mísicí rozdělovač | 19 |
| Obrázek 10 - Řez mísicím rozdělovačem | 19 |
| Obrázek 11 - kovový filtr mísicího rozdělovače [14] | 20 |
| Obrázek 12 - Rozstřikovací tryska | 20 |
| Obrázek 13 - Sestava rozstřikovacích trysek, mazání ozubeného věnce zdvihu kolesového výložníku – horní obrázek, mazání ozubeného věnce otoče horní stavby – spodní obrázek. | 21 |
| Obrázek 14 – Agregát mazání kulové dráhy | 22 |
| Obrázek 15 - Řídící jednotka PA – tronic [dokumentace velkostroje] | 24 |
| Obrázek 16 – Diagram pro postup výpočtu větvených CMS s progresivním rozdělovačem maziva | 26 |
| Obrázek 17 – Stanovení orgánové struktury | 30 |
| Obrázek 18 - Polootevřená kulová dráha při čištění odtokového žlabu olejového mazání..... | 31 |
| Obrázek 19 – Hydraulické schéma centrálního mazacího systému kulové dráhy | 32 |
| Obrázek 20 - Odvod oleje z kulové dráhy zpět do nádrže [dokumentace velkostroje]..... | 33 |
| Obrázek 21 - Přívod mazání do kulové dráhy [dokumentace velkostroje] | 33 |
| Obrázek 22 – Agregát mazání kulové dráhy | 34 |
| Obrázek 23 – Zubové čerpadlo s průtokem 0,5 l/min | 34 |
| Obrázek 24 – Uložení zubového čerpadla | 34 |
| Obrázek 25 – Jednotlivé fáze funkce zubového čerpadla s vnějším ozubením. | 35 |
| Obrázek 26 – Momentová charakteristika | 36 |
| Obrázek 27 - Progresivní rozdělovač SX4 od firmy BEKA – MAX | 37 |
| Obrázek 28 - Princip funkce progresivního rozdělovače | 37 |
| Obrázek 29 – Progresivní rozdělovač maziva – označení jednotlivých prostor | 39 |
| Obrázek 30 – Způsoby zatížení kulové dráhy [7] | 40 |
| Obrázek 31 – Hlavní rozměry kulové dráhy | 42 |
| Obrázek 32 – Graf třecího součinitele dle Churchilla (EXCEL) | 44 |
| Obrázek 33 – Graf vypočtené tlakové ztráty (EXCEL) | 45 |
| Obrázek 34 – Graf pracovního bodu čerpadla (EXCEL) | 46 |
| Obrázek 35 – Diagram změny vzdálenosti osy | 50 |
| Obrázek 36 – Rozložení sil na hřídeli ozubeného kola | 55 |
| Obrázek 37 – Odměření ploch v programu CAD Inventor 2012 | 55 |
| Obrázek 38 – Čerpadlo podrobené pevnostní analýzou | 60 |
| Obrázek 39 – Grafické znázornění silového zatížení zubového čerpadla..... | 61 |

Seznam tabulek

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabulka 1 – Základní údaje o mazadle Mogul LVT 1 EP | 13 |
| Tabulka 2 – Základní údaje o mazadle Mogul LVT 1 EP | 15 |
| Tabulka 3 – Základní údaje převodového oleje Mogul Intrans 220..... | 23 |
| Tabulka 4 – Specifikace požadavků..... | 27 |
| Tabulka 5 – Morfologické matice mazání velkstroje | 29 |
| Tabulka 6 – Technické parametry elektromotoru | 36 |
| Tabulka 7 – Základní údaje převodového oleje Mogul Intrans 220..... | 41 |
| Tabulka 8 – Ztrátové činitele vřazených odporů..... | 43 |
| Tabulka 9 – Závislost ztrátové výšky na viskozitě oleje, světlosti potrubí a rychlosti proudění | 48 |
| Tabulka 10 – Společné parametry ozubených kol | 52 |
| Tabulka 11 – Rozměry ozubených kol..... | 53 |